

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Рецензенты: д-р техн. наук Г. А. Филиппов (Всесоюзный научно-исследовательский институт атомного машиностроения), д-р техн. наук Е. Р. Плоткин (Всесоюзный тепло-технический институт)

Занин А. И., Соколов В. С.
3-27 Паровые турбины: Учеб. пособие для СПТУ.—
М.: Высш. шк., 1988.— 208 с.: ил.

В книге приведены термодинамические и газодинамические основы работы паровых турбин и паротурбинных установок. Описаны принципы действия, схемы и конструкции турбинных ступеней и многоступенчатых турбин, переменные режимы их работы, конденсационные установки, системы маслоснабжения и регулирования. Рассмотрены пуск и останов паровых турбин, условия их безопасной эксплуатации, возможные аварии и неполадки, а также способы их устранения.

3 2303020400(4307000000)—138
052(07)—88

ББК 31.363
6П2.23

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года особая роль отводится опережающему наращиванию энергетического потенциала нашей страны.

Энергетической программой СССР предусматривается значительное увеличение выработки электроэнергии, коренная реконструкция энергетических объектов, внедрение энергосберегающей техники и технологии, совершенствование топливно-энергетического комплекса, обеспечение устойчивого снабжения теплом и электроэнергией всех отраслей народного хозяйства и населения.

Для выполнения поставленных задач Энергетической программой СССР намечены три главных направления: первое — повышение технического уровня проектов и создаваемого оборудования, второе — высокое качество изготовления и монтажа техники и третье — обеспечение качества эксплуатации энергетического оборудования, неукоснительное соблюдение технических условий и требований. Комплексное проведение в жизнь эффективных мер по этим направлениям должно способствовать надежности энергетического оборудования.

Прирост производства электроэнергии планируется за счет использования ядерного горючего на атомных электростанциях в европейской части СССР, твердого топлива — на мощных конденсационных тепловых электростанциях в восточных районах страны, природного газа — на электростанциях Западной Сибири, Урала и Средней Азии. Кроме того, в восточных районах будут построены крупные гидроэлектростанции.

Таким образом, большая часть электроэнергии будет вырабатываться, как и в настоящее время, тепловыми (ТЭС) и атомными (АЭС) электростанциями, основным агрегатом которых, преобразующим тепловую энергию в электрическую, является паровая турбина, связанная с электрическим генератором.

Развитие паротурбиностроения в настоящее время характеризуется увеличением единичных мощностей паровых турбин, повышением их надежности, экономичности и маневренности. Отечественная промышленность располагает большими производственными мощностями, квалифицированными кадрами и выпускает паровые турбины, зачастую превышающие по своим показателям лучшие мировые образцы.

Экономичность, надежность и долговечность паровых турбин зависят от соблюдения правил их эксплуатации и культуры обслуживания. Даже небольшие просчеты в эксплуатации могут привести к неоправданным потерям топлива, сокращению ресурса и незапланированной остановке турбины, а иногда — и к аварии. Поэтому персонал турбинных цехов электростанций должен хорошо знать и соблюдать правила, оговоренные соответствующими инструкциями, понимать физические основы процессов, происходящих в турбине, а также учитывать влияние отклонений тех или иных ее режимных параметров на надежность и экономичность.

В современных условиях интенсификации общественного производства только знающий, инициативный и творчески мыслящий персонал тепловых электростанций, как инженерно-технический, так и мастера, машинисты, ремонтники, наладчики, может обеспечить безаварийную эксплуатацию энергетического оборудования.

Авторы выражают благодарность д-ру техн. наук, проф. Г. А. Филиппову и д-ру техн. наук Е. Р. Плоткину за ценные замечания, высказанные при рецензировании учебного пособия, способствовавшие улучшению его содержания.

Авторы

Глава первая

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Место паровой турбины в схеме преобразования энергии на электростанциях

Турбинами (от латинского слова *turbo* — вихрь, вращение) называют лопастные машины, не имеющие поршня и кривошипно-шатунного механизма и преобразующие кинетическую и потенциальную энергию потока рабочего тела в механическую энергию вращения вала. В зависимости от типа рабочего тела турбины разделяют на паровые, газовые и гидравлические.

В паровых турбинах рабочим телом, как правило, служит водяной пар. Паровая турбина является одним из основных элементов тепловой (ТЭС) и атомной (АЭС) электрических станций. Тепловые электрические станции, предназначенные для производства электроэнергии, называют *конденсационными электростанциями* (КЭС). Если на ТЭС водяной пар используется не только для выработки электроэнергии, но и для теплоснабжения, такую электростанцию называют *теплоэлектроцентралью* (ТЭЦ). Преобразование тепловой энергии в электрическую на ТЭС происходит в паротурбинной установке (ПТУ), основными элементами которой являются котел, турбина, конденсатор и электрический генератор.

Для определения места турбины в схеме преобразования энергии на ТЭС рассмотрим принципиальную схему ПТУ с промежуточным перегревателем (рис. 1, а). Если потери в турбине и насосах не учитывают (идеальные турбины и насосы), ПТУ работает по идеальному циклу Ренкина с промежуточным перегревом, T,s -диаграмма которого показана на рис. 1, б (далее преобразование энергии будем рассматривать параллельно по рис. 1, а и б).

Рабочим телом в ПТУ являются вода и водяной пар. Рабочее тело от конденсатора 8 до подогревателя 11 называют конденсатом, а от подогревателя 11 до котла 1 — питательной водой.

Питательный насос 13 служит для повышения давления питательной воды до начального давления p_0 и подачи ее в котел. При этом на 1 кг питательной воды затрачивается рабо-

та L_n . Процесс изотропного (без потерь) сжатия воды насосом изображен в T,s -диаграмме линией ab .

В котле 1 в результате химических реакций окисления (горения) органического топлива происходит выделение теплоты. Эта теплота передается воде и водяному пару. В котле происходят нагрев воды при постоянном давлении до температуры кипения (линия bc на T,s -диаграмме) и испарение ее (линия cd), а также перегрев пара до температуры t_0 (линия de).

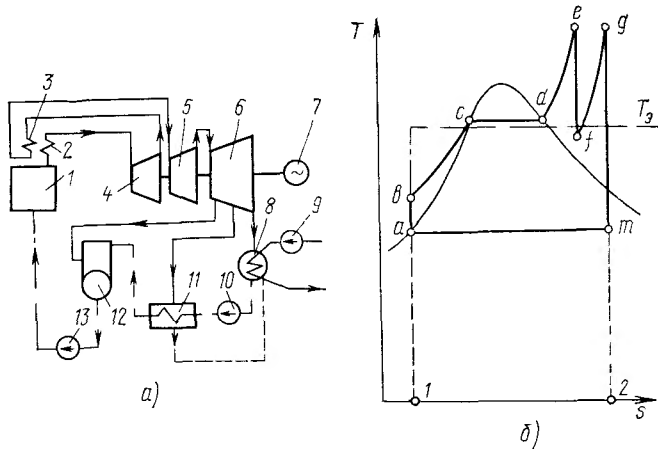


Рис 1. Принципиальная схема паротурбинной установки ТЭС с промежуточным перегревателем (а) и T,s -диаграмма ее цикла (б):

1 — котел, 2 — перегреватель, 3 — промежуточный перегреватель, 4, 5, 6 — ЧВД, ЧСД и ЧНД турбины, 7 — электрический генератор, 8 — конденсатор, 9 — циркуляционный насос, 10 — конденсатный насос, 11 — регенеративный подогреватель, 12 — деаэрактор, 13 — питательный насос

Вышедший из пароперегревателя пар, имеющий энтальпию h_0 и температуру t_0 (точка e на T,s -диаграмме), направляется в часть 4 высокого давления (ЧВД) турбины, где расширяется и направляется в промежуточный перегреватель 3. Из промежуточного перегревателя пар, имеющий энтальпию h_{np} и температуру t_{np} (точка g на T,s -диаграмме), снова поступает в турбину — в ее часть 5 среднего давления (ЧСД), а затем в часть 6 низкого давления (ЧНД).

В турбине, работающей без потерь и теплообмена с внешней средой, процесс расширения пара протекает по изотропе — линии ef для ЧВД и gt для ЧСД и ЧНД на T,s -диаграмме.

Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор 8, где при неизменном давлении p_k производится отбор от него теплоты охлаждающей (циркуляционной) водой, которая подводится к конденсатору циркуляционным насосом 9. Процесс конденсации пара показан на T,s -диаграмме линией ta . Конденсат, имеющий энтальпию h_k' , откачивается конденсатным

насосом и поступает в регенеративный подогреватель 11. Для упрощения на рис. 1, а показан только один регенеративный подогреватель. В зависимости от типа и параметров паротурбинной установки регенеративных подогревателей может быть семь — десять.

В регенеративном подогревателе энтальпия конденсата повышается до h_n за счет теплоты, полученной от пара, отбираемого из проточной части турбины. Далее питательная вода поступает в деаэрактор 12, где освобождается от растворенных в ней газов, для чего используется пар, отбираемый из проточной части турбины. Из деаэратора питательная вода откачивается питательным насосом и подается в котел. Таким образом замыкается цикл рабочего тела в паротурбинной установке.

Энергия вращения вала турбины передается ротору электрического генератора 7. В генераторе происходит преобразование механической энергии вращения ротора в электрическую. Частота f (Гц) вырабатываемого генератором тока и частота вращения n его ротора связаны соотношением

$$f = (m/2) n / 60, \quad (1)$$

где m — число полюсов генератора.

В СССР принята частота переменного тока 50 Гц, поэтому в ПТУ, имеющих частоту вращения $n = 3000$ об/мин применяют двухполюсные генераторы. На АЭС применяют также турбины, имеющие частоту вращения $n = 1500$ об/мин. В этом случае необходимы специальные четырехполюсные генераторы.

Так как на выводах генератора пока не удается получить напряжение выше 20 000 В, то для уменьшения потерь энергии в линиях электропередачи повышают с помощью трансформатора напряжение.

Таким образом, в многоступенчатой схеме преобразования энергии сгорания топлива в электрическую энергию паровая турбина занимает промежуточное положение — преобразует тепловую энергию водяного пара в механическую энергию вращения вала.

§ 2. Тепловой цикл паротурбинной установки. Учет потерь

Паротурбинные установки, в которых пар из последней ступени турбины направляется при давлении ниже атмосферного в конденсатор, называют конденсационными.

Идеальный цикл конденсационной паротурбинной установки, работающей на перегретом паре (без промежуточных перегревов), в p,v - и T,s -диаграммах показан на рис. 2, а, б. Все процессы идеального цикла считают обратимыми и совершающимися неизменным количеством (1 кг) рабочего тела. В цикле ПТУ — это вода и водяной пар. Идеальный цикл без учета

потерь энергии в турбине и насосах протекает следующим образом. В конденсатном и питательном насосах давление питательной воды повышается от p_k до p_0 — изэнтропный процесс 1—2. При этом температура питательной воды повышается незначительно и получается некипящая жидкость, состояние которой соответствует точке 2. Поскольку жидкость

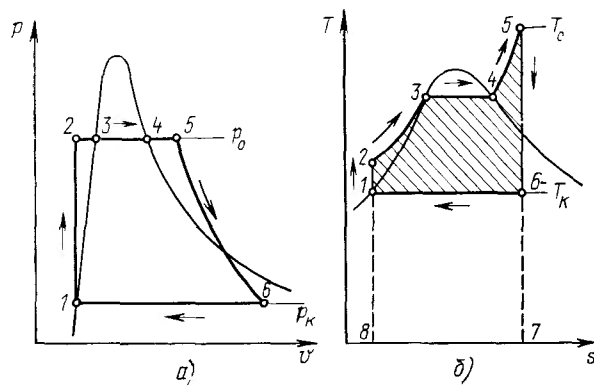


Рис. 2. p, v - и T, s -диаграммы (а, б) идеального цикла конденсационной ПТУ, работающей на перегретом паре без промежуточного перегрева

практически несжимаема, изэнтропный процесс одновременно является изохорным.

Далее питательная вода при постоянном давлении p_0 подогрывается до кипения — процесс 2—3 и испаряется — процесс 3—4, а сухой пар перегревается — изобарный процесс 4—5. Перегретый пар при давлении p_0 и температуре T_0 поступает в турбину, где расширяется до давления p_k по изэнтропе — процесс 5—6. Отработавший пар конденсируется в конденсаторе при давлении p_k — изобарный процесс 6—1. Замыкается цикл в точке 1. Описанный цикл называют *циклом Ренкина без промежуточного перегрева*.

Необходимо отметить, что для не очень высоких параметров пара нижняя пограничная кривая 1—3 на p, v -диаграмме мало отличается от вертикали 1—2. Поэтому часто линию 1—2 приближенно изображают совпадающей с линией 1—3 так, что в p, v -диаграмме точки 2 и 3 совпадают, а в T, s -диаграмме точка 2 совмещается с точкой 1.

Абсолютный кпд идеальной конденсационной паротурбинной установки (без потерь в турбине) η_t , работающей по циклу Ренкина без промежуточного перегрева, равен отношению работы цикла $L_{\text{ц}}$ к подведенной к рабочему телу теплоте Q . Теплота, подведенная к рабочему телу в котле 1, равна

$$Q = h_5 - h_1 \text{ или } Q = h_0 - h_{\text{пв}} = (h_0 - h'_k) - (h_{\text{пв}} - h'_k), \quad (2)$$

где $h_0 = h_5$ — энтальпия пара, вышедшего из котла; $h_{\text{пв}} = h_1$ —

энтальпия питательной воды при входе в котел; h'_k — энтальпия конденсата.

Теплота Q , передаваемая питательной воде и пару, изображается на T, s -диаграмме (рис. 2, б) площадью 8—1—2—3—4—5—6—7—8.

Процессы расширения пара в турбине с учетом и без учета потерь в h, s -диаграмме показаны на рис. 3, а.

Работа цикла равна разности работ идеальной турбины и насоса:

$$L_{\text{ц}} = (h_0 - h_{kt}) - (h_{\text{пв}} - h'_k) = L_T - L_N, \quad (3)$$

где $L_T = H_0 = h_0 - h_{kt}$ — работа, которую может совершить 1 кг пара в идеальной турбине, называемая *располагаемой работой* (или располагаемым теплоперепадом) турбины; h_{kt} — энтальпия

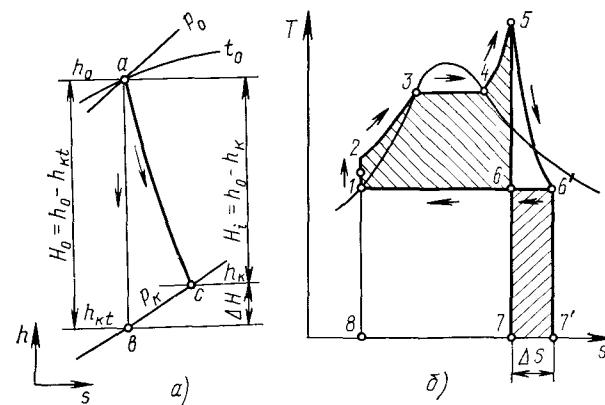


Рис. 3. h, s - и T, s -диаграммы (а, б) процесса расширения пара с учетом и без учета потерь в турбине.

пара в конце процесса расширения в идеальной турбине; $L_N = h_{\text{пв}} - h'_k$ — работа, затрачиваемая насосами при перекачке конденсата и питательной воды и повышении давления в насосах от p_k до p_0 .

Используя формулы (2) и (3), получим абсолютный кпд идеальной установки:

$$\eta_t = \frac{L_T - L_N}{Q} = \frac{L_T - L_N}{h_0 - h_{\text{пв}}} = \frac{(h_0 - h_{kt}) - (h_{\text{пв}} - h'_k)}{(h_0 - h'_k) - (h_{\text{пв}} - h'_k)}. \quad (4)$$

Если пренебречь работой насосов, т. е. принять, как это обычно делают, $L_N = h_{\text{пв}} - h'_k \approx 0$, то получим

$$\eta_t \approx (h_0 - h_{kt}) / (h_0 - h'_k). \quad (5)$$

Абсолютный кпд идеального цикла паротурбинной установки η_t называют также *термическим кпд цикла*.

В реальной турбине в результате потерь процесс расширения отклоняется от изоэнтروпного, как это показано в h,s -диаграмме, где линия ab — изоэнтропный процесс расширения пара в идеальной турбине, а линия ac — действительный процесс в реальной турбине. Таким образом, фактическая энтальпия h_k отработавшего в реальной турбине пара выше энтальпии h_{kt} отработавшего в идеальной турбине пара, а фактически развиваемая турбиной работа меньше теоретической на значение потерь в турбине:

$$L_{тх} = L_t - \Delta L_t. \quad (6)$$

Теплоперепад в турбине, соответствующий фактической работе, называют *использованным теплоперепадом*

$$H_i = L_{тх} = L_t - \Delta L_t = H_0 - \Delta H_0, \quad (7)$$

где $\Delta L = \Delta H$ — потери энергии в турбине.

Действительный процесс расширения пара в турбине изображается на T,s -диаграмме линией $5-6'$ (рис. 3, б), а теплота, переданная рабочему телу в котле, — площадью $8-1-2-3-4-5-6-7-8$. Теплота, отданная охлаждающей воде и изображаемая площадью $8-1-6-6'-7'-7-8$, по сравнению с теплотой идеального цикла увеличивается. При этом работа, развиваемая паром в турбине, уменьшается и изображается разностью площадей фигур $1-2-3-4-5-6-1$ и $7-6-6'-7'-7$. Площадь $7-6-6'-7'-7$ — это отводимая охлаждающей водой теплота, обусловленная потерями при расширении пара в турбине.

Отношение использованного H_i теплоперепада к располагаемому H_0 называют *относительным внутренним кпд турбины*:

$$\eta_{0i} = H_i / H_0 = L_{тх} / L_t = P_i / P_0, \quad (8)$$

где P_i и P_0 — внутренняя (использованная) и располагаемая мощности турбины.

Отношение теплоты, превращенной в турбине в работу, к теплоте, переданной рабочему телу в котле, называют *абсолютным внутренним кпд турбины*:

$$\eta_i = \frac{L_{тх}}{Q} \approx \frac{H_i}{h_0 - h'_k} = \frac{H_i H_0}{H_0 (h_0 - h'_k)} = \eta_{0i} \eta_t. \quad (9)$$

Мощность, развиваемая паром внутри турбины, не вся используется потребителем: часть ее расходуется на преодоление механических потерь в турбине. Эффективная мощность P_e , развиваемая на муфте, соединяющей вал турбины с валом генератора, меньше внутренней мощности и составляет

$$P_e = P_i - \Delta P_m, \quad (10)$$

где P_i — внутренняя мощность турбины; ΔP_m — механические потери в турбине.

Отношение эффективной мощности турбины к внутренней называют *механическим кпд*

$$\eta_m = P_e / P_i. \quad (11)$$

Отношение эффективной мощности к мощности идеальной турбины называют *относительным эффективным кпд*

$$\eta_{0,e} = P_e / P_0 = (P_i P_e) / (P_0 P_i) = \eta_{0i} \eta_m, \quad (12)$$

а отношение эффективной мощности к теплоте, переданной рабочему телу в парогенераторе в единицу времени, — *абсолютным эффективным кпд*

$$\eta_e = \frac{P_e}{Q_i} = \frac{P_i P_e}{Q_i P_i} = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_{0i} \eta_m, \quad (13)$$

так как

$$\frac{P_i}{Q_i} = \frac{H_i G}{Q G} = \eta_t, \quad (14)$$

где G — расход пара, кг/с.

Электрическая мощность $P_{э}$, передаваемая с зажимов генератора, меньше эффективной мощности P_e на значение потерь в генераторе $\Delta P_{э,г}$ и составляет

$$P_{э} = P_e - \Delta P_{э,г}. \quad (15)$$

Отношение электрической мощности на зажимах генератора к эффективной называют *кпд электрического генератора*

$$\eta_{э,г} = P_{э} / P_e. \quad (16)$$

Отношение электрической мощности на зажимах генератора к мощности идеальной турбины называют *относительным электрическим кпд*

$$\eta_{0,э} = P_{э} / P_0 = (P_{э} P_e) / (P_e P_0) = \eta_{э,г} \eta_{0,e} = \eta_{э,г} \eta_{0i} \eta_m. \quad (17)$$

Отношение электрической мощности к теплоте, переданной рабочему телу в котле в единицу времени, называют *абсолютным электрическим кпд*

$$\eta_{э} = P_{э} / (Q G) = (P_e P_{э}) / (Q G P_e) = \eta_e \eta_{э,г} = \eta_t \eta_{0i} \eta_m \eta_{э,г}. \quad (18)$$

Приведенные уравнения кпд характерны для простейшей схемы ПТУ, показанной на рис. 4. Такая ПТУ не имеет промежуточного перегревателя и регенеративных подогревателей питательной воды. Теплота Q подводится к рабочему телу в котле 1. Затем в турбине 2 происходит преобразование энергии пара в энергию вращения вала. В электрическом генераторе 3 энергия вращения вала преобразуется в электрическую энергию. Отработавший в турбине пар конденсируется в конденсаторе 4, а затем питательными насосами 5 направляется в котел 1.

Абсолютный электрический кпд паротурбинной установки η_a показывает, что доля теплоты, преобразованной в электрическую энергию, определяется произведением абсолютного кпд теоретического теплового цикла (термического кпд η_t) и относительного электрического кпд $\eta_{0.3}$ турбоагрегата (системы турбина — электрический генератор). Следовательно, существуют два пути повышения доли теплоты, преобразуемой в электрическую энергию.

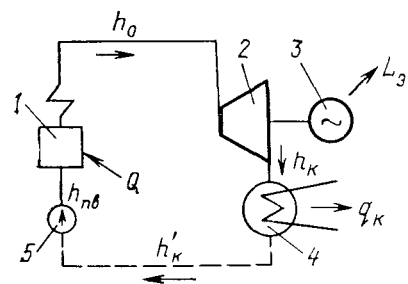


Рис. 4. Простейшая схема ПТУ:

1 — котел, 2 — турбина, 3 — электрический генератор, 4 — конденсатор, 5 — питательный насос

турбоустановки и состоит в том, чтобы сократить до минимума потери в турбине и электрическом генераторе.

Необходимо отметить, что абсолютный электрический кпд η_a не является окончательной характеристикой эффективности электростанции, так как не учитывает потерь теплоты в котле, расхода энергии на привод насосов (основная составляющая так называемых собственных нужд станции), а также потерь давления в трубопроводах и др. Иногда подсчитывают абсолютный кпд паротурбинной установки нетто, вычитая из ее мощности мощность, необходимую для привода питательного и других насосов:

$$\eta_a^{\text{нетто}} = (P_s - P_n) / (QG). \quad (19)$$

Задачей обслуживающего персонала является обеспечение максимального кпд установки в течение длительного времени поддержанием номинальных параметров теплового процесса, тщательным уходом, своевременным и высококачественным ремонтом.

§ 3. Влияние параметров пара на кпд цикла

Параметры пара существенно влияют на кпд цикла паротурбинной установки. Так, термический кпд цикла при изменении начальных давления (от 10 МПа до 23,5 МПа) и температуры (от 500 до 565°C), а также давления в конденсаторе (от 4 до 6 кПа) может изменяться от 0,43 до 0,48. Рассмотрим, как влияют начальные параметры (температура T_0 и давление p_0) пара,

его промежуточный перегрев и температура $T_{\text{пп}}$, а также давление в конденсаторе p_k на термический кпд.

Начальное давление пара. Повышение начального давления пара p_0 связано с увеличением температуры его насыщения, т. е. уровня, при котором происходит передача теплоты в котле. Как известно, наиболее совершенным термодинамическим является цикл Карно, кпд которого $\eta_k = 1 - T_k / T_0$ (где T_0 и T_k — температуры подвода и отвода теплоты). Для любого цикла, например цикла Ренкина, можно определить эквивалентную температуру подвода теплоты $T_3 = (T_0)_k$, которая обеспечила бы соответствующий термический кпд η_t :

$$T_3 = T_k / (1 - \eta_t). \quad (20)$$

На рис. 1, б была показана эта эквивалентная температура T_3 .

Для сравнения на рис. 5, а изображены в T, s -диаграмме два идеальных цикла ПТУ при начальных давлениях пара p_0 и p_{01} .

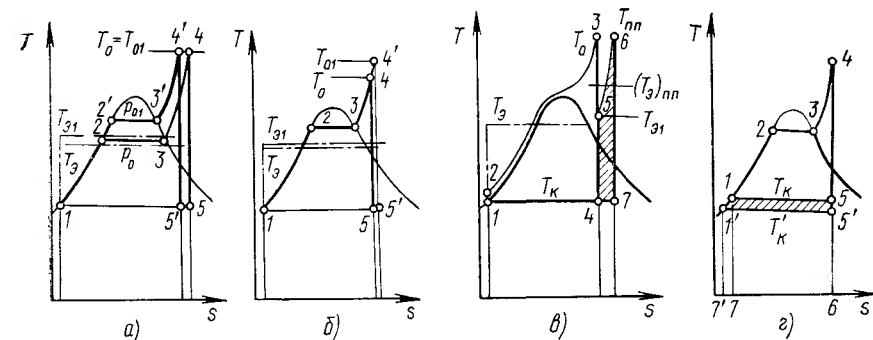


Рис. 5. Сравнение T, s -диаграмм циклов ПТУ с разными начальными температурами (а), давлениями (б), с промежуточным перегревом (в) и разными давлениями в конденсаторе (г)

но одинаковых температурах $T_0 = T_{01}$ и давлениях p_k в конденсаторе. В цикле 1—2—3'—4'—5'—1 с повышенным начальным давлением $p_{01} > p_0$ подвод теплоты происходит на более высоком температурном уровне, т. е. $T_{31} > T_3$. Следовательно, этот цикл более экономичен, чем цикл 1—2—3—4—5—1.

Необходимо отметить, что увеличение начального давления пара при той же температуре приводит к росту влажности в конце процесса расширения, что при прочих равных условиях отрицательно влияет на надежность турбины (увеличивается эрозия металла) и снижает ее относительный внутренний кпд.

Однако по мере увеличения начального давления пара эквивалентная температура T_3 сначала возрастает, а затем начинает постепенно уменьшаться. Таким образом, существует оптимальное по эквивалентной температуре T_3 начальное давление пара.

Причем, чем выше эта температура, тем выше давление, при котором получают максимальный термический КПД.

Начальная температура пара. Повышение начальной температуры T_0 пара существенно увеличивает экономичность ПТУ. Если сравнить два цикла, различающиеся только начальными температурами пара (рис. 5, б), то КПД первого цикла $1-2-3-4'-5'-1$ с более высокой температурой T_{01} будет выше КПД второго цикла $1-2-3-4-5-1$ с меньшей температурой T_0 . При прочих равных условиях начальная температура T_{01} подвода теплоты в первом цикле выше начальной температуры T_0 подвода теплоты во втором цикле.

Трудности, которые возникают при повышении температуры, связаны с тем, что стали, применяемые в современном энергомашиностроении, теряют прочность при высоких температурах, так как резко падают пределы их текучести и прочности, а также снижается предел длительной прочности. Последнее обстоятельство приводит к необходимости ограничивать срок службы деталей или применять дорогие жаростойкие высоколегированные стали.

Кроме того, увеличение температуры T_0 в реальных турбинах уменьшает влажность в конце процесса расширения пара. Это повышает надежность и срок службы турбины вследствие менее интенсивной эрозии металла, а также несколько увеличивает ее относительный внутренний КПД.

Промежуточный перегрев пара. В цикле с промежуточным перегревом пар после расширения в ЧВД турбины (см. рис. 1, а) от давления p_0 до давления p_1 направляется в промежуточный перегреватель, где к нему дополнительно подводится теплота и повышается его перегрев. Затем пар вновь возвращается в турбину и расширяется до давления p_k в конденсаторе.

Как видно из T,s -диаграммы, показанной на рис. 5, в, промежуточный перегрев может вызвать повышение экономичности цикла. В самом деле, начальная температура T_{01} эквивалентного цикла Карно в схеме с промежуточным перегревом выше соответствующей температуры T_0 в цикле без промежуточного перегрева. Повышение КПД цикла произойдет только в том случае, если промежуточный перегрев осуществляется до такой температуры, при которой эквивалентная температура $(T_0)_{\text{пп}}$ присоединенного цикла $4-5-6-7-4$ окажется выше, чем основного, изображенного на рис. 5, в площадью $1-2-3-4-1$.

При введении промежуточного перегрева влажность пара в конце процесса расширения уменьшается, что повышает относительный внутренний КПД турбины. При этом интенсивность эрозии уменьшается, что положительно сказывается на надежности работы турбины.

Для дальнейшего повышения термического КПД можно применять двукратный промежуточный перегрев, который из-за усложнения ПТУ мало распространен.

Давление в конденсаторе. При уменьшении давления p_k в конденсаторе понижается температура T_k , при которой производится отвод теплоты от пара охлаждающей водой. В результате увеличивается средняя разность температур в цикле, а следовательно, и его термический КПД. Для сравнения на рис. 5, г изображены в T,s -диаграмме два идеальных цикла, отличающиеся только давлением пара p_k в конденсаторе. Располагаемая работа цикла с пониженным давлением p_k $1'-2-3-4-5-1'$ превышает располагаемую работу цикла $1-2-3-4-5-1$ с более высоким давлением на значение, эквивалентное площади $1-5-5'-1'-1$. Но в этом случае увеличивается влажность пара в конце процесса расширения, что отрицательно сказывается на надежности турбины и снижает ее относительный внутренний КПД.

§ 4. Комбинированная выработка теплоты и электроэнергии. Регенеративный подогрев питательной воды

В тех случаях, когда наряду с потребителями электроэнергии в районе электростанции имеются потребители тепловой энергии (например, системы отопления, промышленные потребители теплоты), большое экономическое значение имеет комбинированная выработка электроэнергии и теплоты. Для удовлетворения этих потребителей может быть использована теплота отработавшего в турбине пара.

Как правило, температурный уровень теплоносителя $T_{\text{п}}$, необходимый потребителям теплоты, превышает температуру пара, отработавшего в конденсационной турбине. Поэтому потребители теплоты используют пар повышенного противодавления $p_{\text{п}}$, при котором температура конденсации $t_{\text{пк}}=t_{\text{п}}$. Теплота конденсации, которая в ПТУ, работающей без теплового потребителя, отдается циркуляционной воде, безвозвратно теряется. В случае же когда такой потребитель имеется, эта теплота полезно используется.

На конденсационных электрических станциях (КЭС) с охлаждающей водой теряется около 60% теплоты сгорания топлива. Если кроме электрической энергии необходима также теплота, то в установках с отдельной выработкой теплоты и электроэнергии (рис. 6, а) приходится дополнительно сжигать топливо. При комбинированной выработке теплоты и электрической энергии (рис. 6, б) используют, например, турбину с противодавлением 7, после которой пар направляется тепловому потребителю 6. Следовательно, в такой установке используется вся теплота пара. Поскольку электрическая мощность турбины 7 зависит от расхода пара, необходимого потребителю теплоты 6, для выработки недостающего количества электрической энергии устанавливают дополнительно конденсационную турбину 2.

$$\Delta Q = Q_p - Q_k = Q_n \chi (1/\eta_i - 1), \quad (21)$$

где Q_p и Q_k — общие затраты теплоты при раздельной и комбинированной выработке; Q_n — теплота, переданная тепловому потребителю; $\chi = P_i I / Q_n$ — коэффициент, характеризующий электрическую мощность, выработанную на базе теплового потребителя.

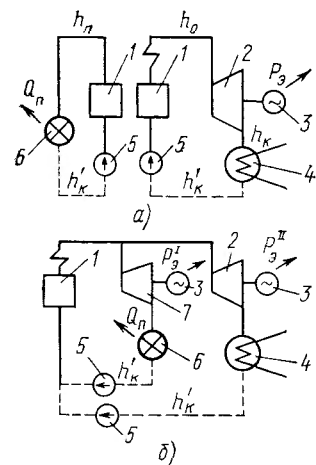


Рис. 6. Схемы раздельной (а) и комбинированной (б) выработки теплоты и электроэнергии:

1 — котел, 2 — конденсационная турбина, 3 — электрический генератор, 4 — конденсатор, 5 — насос, 6 — потребитель теплоты, 7 — турбина с противодавлением

тельную воду в самом котле теплотой сжигаемого топлива, можно для повышения ее температуры использовать пар, отбираемый из турбины. В результате теплота конденсации не теряется в конденсаторе с охлаждающей водой, а полезно используется в подогревателе питательной воды. Так как при этом осуществляется регенерация теплоты, то такие подогреватели называются *регенеративными*.

Получаемое в регенеративном цикле повышение экономичности (как и с внешним потребителем теплоты) пропорционально энергии пара, который после турбины направляется тепловому потребителю. Увеличение числа отборов на регенерацию повышает термический кпд регенеративного цикла, однако усложняет и удорожает ПТУ.

Регенеративный подогрев питательной воды применяют как на ТЭС, так и на АЭС.

Таким образом, выигрыш экономичности электростанции пропорционален электроэнергии, вырабатываемой турбиной с противодавлением.

Оценка совершенства ПТУ при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты по абсолютному кпд теряет смысл, поскольку вся теплота пара, идущего на турбину с противодавлением, используется полностью.

Если имеется не один, а несколько тепловых потребителей, в которых используется пар при разных температурах, устанавливают несколько турбин, отдающих пар при различных противодавлениях. Можно также создать турбину с одним или несколькими отборами пара для внешних потребителей.

Некоторое количество теплоты может быть использовано также на самой электростанции для подогрева питательной воды, поступающей в котел.

Вместо того чтобы подогревать пита-

§ 5. Классификация паровых турбин для привода турбогенераторов

В зависимости от назначения и характера теплового процесса паротурбинной установки различают несколько типов паровых турбин. Основные параметры и характеристики стационарных паровых турбин, устанавливаемых на ТЭЦ, ТЭС и АЭС для привода электрических генераторов, регламентируются Государственными стандартами. Электрические генераторы, которые приводятся во вращение турбиной, называют *турбогенераторами*.

Так, ГОСТ 3618—82 «Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов» распространяется на паровые турбины мощностью от 2,5 до 1600 МВт, имеющие следующие начальные параметры пара: абсолютное давление от 3,4 до 23,5 МПа и температуру от 435 до 565°C. Номинальная частота вращения ротора турбин, предназначенных для привода турбогенераторов ТЭС, составляет 50 с⁻¹. В зависимости от характера теплового процесса различают следующие типы паровых турбин.

Тип К — конденсационные паровые турбины, в которых весь пар, за исключением отборов на регенерацию, проходит через турбину и расширяется в ней до давления ниже атмосферного. Затем пар поступает в конденсатор, где теплота конденсации отдается охлаждающей воде и полезно не используется.

Тип П или Т — теплофикационные турбины с одним производственным (П) или теплофикационным (Т) отбором пара. В таких турбинах часть пара отбирается из промежуточной ступени и направляется к тепловому потребителю при автоматически поддерживаемом постоянном давлении. Остальной пар продолжает расширяться в последующих ступенях турбины, после чего направляется в конденсатор.

Тип ПТ — теплофикационные турбины с двумя регулируемы отборами пара: производственным и отопительным. В этих турбинах часть пара отбирается при двух разных давлениях, а остальная его часть продолжает работать в последующих ступенях и поступает в конденсатор.

Тип Р — турбины с противодавлением без регулируемого отбора пара. В этих турбинах весь пар, за исключением отборов на регенерацию, расширяется до давления, необходимого тепловому потребителю. Причем это давление выше атмосферного. Конденсатор в ПТУ с турбинами типа Р отсутствует.

Тип ПР или ТР — теплофикационные турбины с противодавлением и одним производственным (ПР) или теплофикационным (ТР) регулируемым отбором пара. В этих турбинах часть пара отбирается из промежуточной ступени, а остальная его часть расширяется в последующих ступенях до давления выше атмосферного. Конденсатор в ПТУ с турбинами типа ПР или ТР также отсутствует.

В обозначения турбин входят буквы и цифры. Буквы указы-

Таблица 1. Основные параметры некоторых турбин (ГОСТ 3618—82)

Обозначение	Мощность, МВт		Начальные параметры пара		Температура перегрева, °С	Давление, МПа		Расход отбираемого пара, т/ч	Температура воды, °С	
	номинальная	максимальная	абсолютное давление, МПа	температура, °С		отбираемого пара	за турбиной (противодавление)		питательной	охлаждающей
K-200-130	210	—	12,8	540	540	—	—	—	—	—
K-500-130	500	—	—	510	510	—	—	—	—	12; 15
K-300-240	300	—	—	—	—	—	—	—	—	—
K-500-240	500	—	23,5	540	—	—	—	—	—	—
K-800-240	800	—	—	—	—	—	—	—	—	—
K-1200-240	1200	—	—	—	—	—	—	—	—	—
П-6-35/5	6,0	6,6	3,4	435	—	0,50	—	40	145	20
T-110/120-130	110	120	12,8	555	—	0,09	—	340	230	20
T-250/300-240	250	300	23,5	540	540	—	—	620	265	20
ПТ-25/30-90/10	25	30	8,8	530	—	1,0/0,12	—	70/50	215	20
ПТ-80/100-130/13	80	100	12,8	555	—	1,3/0,09	—	183/130	250	20
ПТ-135/162-130/15	135	162	12,8	555	—	1,45/0,08	—	320/210	230	20; 27
P-6-35/5	6,0	—	3,4	435	—	—	0,5	—	—	—
P-6-35/10	6,0	—	3,4	435	—	—	1,0	—	—	—
P-12-35/5	12	—	3,4	435	—	—	0,5	—	—	—
P-12-90/31	12	—	8,8	535	—	—	3,05	—	—	—
P-50/60-130/13	150	—	12,8	555	—	1,0	1,30	—	230	—
P-100/105-130/15	100	—	12,8	555	—	—	1,45	—	230	—
ПР-6-35/10/1,2	6,0	—	3,4	435	—	—	0,12	50	—	—
ПР-6-35/10/5	6,0	—	3,4	435	—	—	0,5	50	—	—
ПР-6-35/15/5	6,0	—	3,4	435	—	—	0,5	40	—	—
ПР-12/15-90/15/7	12	—	8,8	535	—	—	0,7	75	—	—
ТР-110-130	110	—	12,8	555	—	—	0,09	350	230	—

вают тип турбины, а следующие после них группы цифр — ее мощность, начальное давление пара, давление отбираемого пара или ее противодавление. Для конденсационных турбин указывается номинальная мощность, а для остальных — номинальная и максимальная.

Номинальной мощностью конденсационных турбин называют мощность, которую они развивают на зажимах турбогенератора при номинальных значениях основных параметров и использовании нерегулируемых отборов для постоянных собственных нужд ТЭС. Номинальная мощность турбин других типов — это наибольшая мощность, развиваемая на зажимах турбогенератора при номинальных значениях основных параметров. *Максимальной мощностью* этих турбин является мощность, развиваемая на зажимах турбогенератора при работе в конденсационном режиме, т. е. при отключенных регулируемых отборах пара.

Рассмотрим примеры обозначений паровых турбин.

K-210-130 — турбина типа К, номинальной мощностью 210 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа;

П-6-35/5 — турбина типа П, номинальной мощностью 6 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 3,4 МПа и абсолютным давлением отбираемого пара 0,5 МПа;

T-110/120-130 — турбина типа Т, номинальной мощностью 110 МВт и максимальной мощностью 120 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа;

ПТ-25/30-90/10 — турбина типа ПТ, номинальной мощностью 25 МВт и максимальной мощностью 30 МВт, с начальным абсолютным давлением 8,8 МПа и абсолютным давлением отбираемого пара 1,0 МПа;

P-100/105-130/15 — турбина типа Р, номинальной мощностью 100 МВт и максимальной мощностью 105 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа и абсолютным давлением пара за турбиной (противодавлением) 1,45 МПа;

ПР-12/15-90/15/7 — турбина типа ПР, номинальной мощностью 12 МВт и максимальной мощностью 15 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 18,8 МПа, абсолютным давлением отбираемого пара 1,45 МПа и абсолютным давлением пара за турбиной (противодавлением) 0,7 МПа.

Основные параметры некоторых турбин, указанных в ГОСТ 3618—82, приведены в табл. 1.

Контрольные вопросы

1. Как происходит преобразование энергии на ТЭС?
2. Какие кпд характеризуют эффективность паротурбинной установки и чем они отличаются?
3. Как влияют начальные и конечные параметры пара на экономичность ПТУ?
4. Почему комбинированная выработка электрической энергии и теплоты дает экономический выигрыш?
5. Для чего применяют регенеративный подогрев питательной воды?
6. Какие основные типы паровых турбин вы знаете?

§ 6. Уравнения равновесия и движения жидкостей

Жидкость, как сплошная среда, отличается от твердого тела легкой подвижностью своих частиц. В механике сплошной средой называют физические объекты, основные характеристики которых (плотность, давление, температура и др.) изменяются непрерывно. Движения жидкостей и газов имеют много общих свойств, поэтому их обычно изучают вместе.

В зависимости от основных свойств — сжимаемости и вязкости — жидкости соответственно разделяют на несжимаемые и сжимаемые и идеальные (невязкие) и реальные (вязкие).

Сжимаемость — это свойство вещества сопротивляться изменению своего объема. Если плотность среды при изменении давления и температуры не изменяется, такую среду называют *несжимаемой*. Плотность капельной жидкости (например, воды) при изменении давления практически не изменяется. Вообще оценку сжимаемости производят по числу Маха (M). Отношение скорости c течения газа в данной точке к местной скорости звука a называют *числом M* или *числом Маха*:

$$M = c/a. \quad (22)$$

Скорость звука в газе определяется его температурой и физическими свойствами:

$$a = \sqrt{\kappa p v} = \sqrt{\kappa R T}, \quad (23)$$

где p — давление, v — удельный объем и T — температура (К) газа в данной точке; R — универсальная газовая постоянная; κ — показатель адиабаты.

В зависимости от числа M различают дозвуковые ($M < 1$), звуковые ($M = 1$) и сверхзвуковые ($M > 1$) течения газов.

Число M является критерием сжимаемости. Действительно, предполагая в одномерном стационарном адиабатном потоке идеального газа изэнтропное торможение, можно получить, например, для дозвукового течения ($M < 1$) приближенные формулы, показывающие зависимость отношения плотностей газа от числа M :

$$\rho/\rho_0 \approx 1 - M^2/2. \quad (24)$$

Для разности давлений газа в этом случае

$$(p_0 - p)/(\rho c^2/2) \approx 1 + M^2/4. \quad (25)$$

Так как в несжимаемой жидкости $\rho = \text{const} = \rho_0$, делают тем меньшую ошибку, чем меньше число M . Например, воду нельзя

рассматривать как несжимаемую жидкость при скорости более 400 м/с (такая скорость на практике не наблюдается), если ошибка в определении плотности не превосходит 3%. Воздух при скорости 100 м/с можно также считать несжимаемым, если погрешность в определении плотности не превосходит 4%.

Под жидкостью обычно понимают капельную жидкость, газ или пар. Следовательно, газ можно рассматривать как частный случай жидкости.

Для изменения формы твердого тела к нему необходимо приложить силы конечного, иногда довольно большого значения. Для медленной деформации жидкости достаточны самые ничтожные силы, которые в предельном случае бесконечно малой деформации равны нулю. Однако жидкость, подобно твердому телу, при быстрой деформации оказывает ей сопротивление. Но как только движение жидкости прекращается, это сопротивление очень быстро исчезает. Свойство жидкости оказывать сопротивление деформации называют *вязкостью*. При деформации вязкость проявляется в виде внутреннего трения.

Если в движущемся газе отсутствует внутреннее трение, такой газ называют *идеальным*. Реальные газы вследствие вязкости не могут скользить вдоль поверхности тела, так как скорости частиц, граничащих (соприкасающихся) с ней, равны нулю. Газ как бы «прилипает» к поверхности тела. Однако эта скорость резко возрастает при удалении от обтекаемой поверхности. На внешней границе весьма тонкого по сравнению с размерами тела пограничного слоя скорости газа достигают значений, соответствующих значениям свободного скольжения идеального газа. Поэтому понятие идеального газа может быть применено при расчете обтекания таких тел, как крыло, лопатки турбины, и др. В случае если пограничный слой отрывается от поверхности тела, характер течения вязкого газа значительно отличается от характера течения идеального газа.

При расчете паровых турбин непрерывное течение газа (перегретого пара) можно рассматривать как равновесный процесс. Это означает, что движущийся пар находится в термодинамическом равновесии и имеет вполне определенные значения параметров (t и p , h и s и т. д.), непрерывно изменяющиеся с течением времени и при переходе от одной точки потока к другой. Движение идеального газа при большинстве расчетов считают стационарным (установившимся). Таким образом, в каждой точке потока газа скорости c , а также другие параметры (p , v , t и т. д.) имеют определенные, не изменяющиеся во времени значения. Как правило, течение считают одномерным, т. е. изменения параметров и скорости газа происходят в одном направлении, а в остальных они либо постоянны, либо принимаются равными осредненным значениям.

Для расчета течения жидкости используют пять законов, выражающихся следующими уравнениями: сохранения массы

(уравнение неразрывности); сохранения энергии (первый основной закон термодинамики); сохранения количества движения (закон импульсов); термическое уравнение состояния; калорическое уравнение состояния. Двумя последними уравнениями выражается второй основной закон термодинамики.

Канал, в котором поток плавно ускоряется, называют *соплом*. Рассмотрим состояние газа в сечениях 1—1 и 2—2 сопла (рис. 7) и запишем перечисленные уравнения.

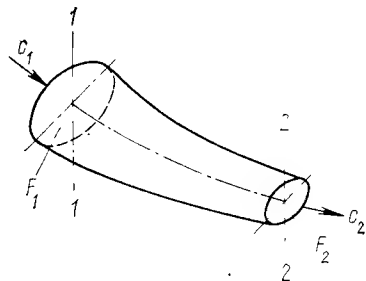


Рис. 7. Схема течения газа через сопло произвольной формы

В установившемся течении массовый расход G через любое сечение канала будет неизменным:

$$G_1 = G_2 = G = \text{const.} \quad (26)$$

Объемный расход газа через первое сечение сопла

$$V_1 = F_1 c_1, \quad (27)$$

где c_1 — скорость потока газа.

Если известны массовый расход и удельный объем газа

$$V_1 = G_1 v_1, \quad (28)$$

где v — его удельный объем.

Приравняв уравнения (28) и (27), получим

$$G_1 v_1 = F_1 c_1 \text{ или } G_1 = (F_1 c_1) / v_1. \quad (29)$$

Для второго сечения соотношения будут аналогичны:

$$G_2 v_2 = F_2 c_2 \text{ или } G_2 = (F_2 c_2) / v_2. \quad (30)$$

Так как $G_1 = G_2 = G$, получим

$$G = (F_1 c_1) / v_1 = (F_2 c_2) / v_2 = (cF) / v = \rho cF = \text{const}, \quad (31)$$

где $\rho = 1/v$ — плотность газа.

Тогда для любого сечения

$$Gv = Fc. \quad (32)$$

Уравнение сохранения энергии. Запишем первый основной закон термодинамики (закон сохранения и превращения энер-

гии) для потока 1 кг газа, протекающего от сечения 1—1 до сечения 2—2 сопла:

$$q = h_2 - h_1 + (c_2^2 - c_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) + l, \quad (33)$$

где q — теплота, подведенная к потоку; $h_2 - h_1$ — разность энтальпий, $(c_2^2 - c_1^2) / 2$ — разность кинетических энергий и $g(z_2 - z_1)$ — разность потенциальных энергий в сечениях 1—1 и 2—2; l — работа, совершаемая газом на этом участке.

Если пренебречь изменением потенциальной энергии $g(z_2 - z_1)$, так как она мала, то уравнение (33) примет вид

$$q = h_2 - h_1 + (c_2^2 - c_1^2) / 2 + l \quad (34)$$

или

$$h_1 + c_1^2 / 2 + q = h_2 + c_2^2 / 2 + l. \quad (35)$$

Соотношение (35), являющееся уравнением сохранения энергии для установившегося движения газа, справедливо независимо от того, сопровождается ли течение газа в системе потерями или происходит без потерь.

Если газ протекает через сопло при отсутствии теплообмена с внешней средой ($q = 0$) и подвода или отвода механической энергии ($l = 0$), уравнение (35) принимает вид

$$(c_2^2 - c_1^2) / 2 = h_1 - h_2. \quad (36)$$

Таким образом, при отсутствии обмена теплотой и механической энергией с внешней средой изменение кинетической энергии определяется разностью энтальпий, или теплоперепадом, между рассматриваемыми сечениями.

Уравнение количества движения. Будем исходить из основного закона динамики: ускорение прямо пропорционально силе и обратно пропорционально массе: $a = F/m$ (второй закон Ньютона). Количество движения (или импульсом) называется величина, равная произведению массы тела на скорость: $F\tau = p = mc$. Как и скорость, импульс — величина векторная. Используя понятие импульса, можно сформулировать основной закон динамики так: сила равна изменению импульса в единицу времени, т. е.

$$F = \Delta p / \Delta \tau. \quad (37)$$

Для замкнутых систем тел справедлив закон сохранения импульса, который можно сформулировать так: суммарный импульс замкнутой системы сохраняется при любых процессах, происходящих в ней.

Второй и третий законы Ньютона позволяют решить по существу любую задачу механики. Правда, в некоторых случаях применение этих законов может быть связано с большими трудностями.

При установившемся движении импульс некоторой массы газа в данном сечении остается постоянным. При переходе в другое сечение импульс изменяется вследствие действия сил давления и вязкости, внешних сил и др. При отсутствии обмена теплотой и механической энергией с внешней средой, а также вязкости, получим уравнение импульса, учитывающее только силы давления:

$$R_1 - R_2 = m(c_2 - c_1)' \tau, \quad (38)$$

где $R_1 = p_1 F_1$ и $R_2 = p_2 F_2$ — силы давления в сечениях 1—1 и 2—2; $m/\tau = G$ — расход газа.

Используя выражение (31) $G = Fc/v = \rho c F$, получим

$$\rho_1 F_1 - \rho_2 F_2 = \rho_2 c_2^2 F_2 - \rho_1 c_1^2 F_1 \quad (39)$$

или

$$F_1(p_1 + \rho_1 c_1^2) = F_2(p_2 + \rho_2 c_2^2). \quad (40)$$

Формулу (40) называют уравнением импульсов для потока идеального сжимаемого газа (без учета внешних воздействий и сил тяжести).

Если кроме сил давления необходимо также учитывать другие силы, то в уравнении (38) под разностью сил $R_1 - R_2$ понимают равнодействующую всех сил в проекции на направление движения.

Термическое уравнение состояния. Это уравнение связывает основные параметры состояния газа: давление p , температуру T и удельный объем v . Для идеального газа

$$pv = RT \text{ или } p = \rho RT, \quad (41)$$

где R — универсальная газовая постоянная.

Уравнение (41) легко получают из законов Бойля — Мариотта и Гей-Люссака.

Калорическое уравнение состояния. Под калорическими свойствами понимают внутреннюю энергию u , энтальпию h , изобарную C_p и изохорную C_v теплоемкости. Согласно уравнению Менделеева — Клапейрона, энтальпия

$$h = u + pv = u + RT. \quad (42)$$

По уравнению Майера

$$C_p = C_v + R \quad (43)$$

можно определить универсальную газовую постоянную

$$R = C_p - C_v. \quad (44)$$

Отношение C_p/C_v называют *показателем адиабаты* κ . Показатель адиабаты перегретого водяного пара изменяется в пределах от 1,26 до 1,33, а сухого насыщенного пара составляет 1,135.

Иногда калорическое уравнение состояния для реального газа записывают в виде зависимости энтальпии от давления и температуры. Для адиабатного процесса калорическое уравнение состояния имеет вид

$$h_1 - h_2 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (45)$$

или

$$h_1 - h_2 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \right). \quad (46)$$

Таким образом, решив систему уравнений (31), (36), (40), (41) и (46), которая является математической формулировкой общих законов течения газа,

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 c_1 F_1 &= \rho_2 F_2 c_2; \\ h_1 - h_2 &= (c_2^2 - c_1^2)/2; \\ F_1(p_1 + \rho_1 c_1^2) &+ F_2(p_2 + \rho_2 c_2^2); \\ p_1/(\rho_1 T_1) &= p_2/(\rho_2 T_2); \\ h_1 - h_2 &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \right), \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

можно найти его параметры в любом сечении сопла. Так, если известны параметры газа в сечении 1—1, показатель адиабаты κ и площади F_1 и F_2 , можно, решив систему уравнений (47), определить пять неизвестных параметров p_2 , ρ_2 , T_2 , c_2 и h_2 в сечении 2—2.

§ 7. Течение пара через сопла и каналы. Влияние трения

Рассмотрим, как должна изменяться площадь F проходного сечения сопла или любого другого канала по мере расширения рабочего тела при различных режимах (дозвуковых и сверхзвуковых) течения. В качестве рабочего тела здесь и в дальнейшем будем рассматривать водяной пар.

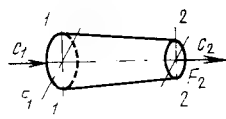
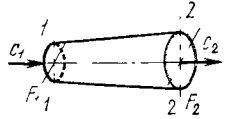
Из уравнения неразрывности (31) можно получить формулу, связывающую изменение скорости потока с изменением сечения канала:

$$(\Delta c/c)(1 - M^2) = -\Delta F/F, \quad (48)$$

где Δc и ΔF приращение скорости пара и площади канала.

Из этой формулы вытекает важное следствие: скорость дозвукового потока возрастает при сужении канала и уменьшается при его расширении и, наоборот, сверхзвуковой поток ускоряется

Таблица 2. Изменение скорости потока в каналах

Поток	Канал	
	Суживающийся $F_2 < F_1$; $\Delta F < 0$	Расширяющийся $F_2 > F_1$; $\Delta F > 0$
		
Дозвуковой $M < 1$	Поток ускоряется $c_2 > c_1$; $\Delta c > 0$	Поток замедляется $c_2 < c_1$; $\Delta c < 0$
Сверхзвуковой $M > 1$	Поток замедляется $c_2 < c_1$; $\Delta c < 0$	Поток ускоряется $c_2 > c_1$; $\Delta c > 0$

ется при расширении канала и замедляется при его сужении (табл. 2).

Из формулы (48) и табл. 2 следует, что для получения сверхзвуковой скорости на выходе из сопла, если на его входе скорость близка к нулю (или дозвуковая), необходимо специально профилировать сопло: оно должно сужаться на начальном участке, а затем расширяться. При достаточно большой разности давлений скорость потока в самом узком сечении сопла станет равной местной скорости звука, а дальнейшее ускорение сверхзвукового потока будет происходить на расширяющемся участке. Работавшее так сопло называют *соплом Лавала* и применяют в паровых и газовых турбинах, реактивных двигателях, ракетах.

Распределение параметров пара (давления p , скорости c , удельного объема v), а также изменение площади вдоль сопла Лавала показано на рис. 8, а. Эскиз этого сопла показан на рис. 8, б. Самое узкое сечение сопла называют *критическим* и обозначают его площадь F_* . Соответственно скорость, давление и удельный объем в этом сечении также называют критическими и обозначают c_* , p_* и v_* . Скорость пара от входа сопла до критического сечения меньше скорости звука, а в критическом сечении она равна скорости звука. В сечениях после критического и до выхода из сопла течение пара происходит со сверхзвуковой скоростью.

Расход пара можно определить из уравнения неразрывности (31):

$$G = F \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{\bar{p}_0}{v_0} (\varepsilon^{2/\kappa} - \varepsilon^{(\kappa-1)/\kappa})}, \quad (49)$$

где $\varepsilon = p_1/\bar{p}_0$ — отношение давления за соплом к давлению торможения перед соплом.

Формула (49) позволяет определить зависимость расхода пара G через сужающееся сопло, имеющее площадь F выходного сечения, от отношения давлений ε — кривая ab на рис. 9. Эта формула справедлива при дозвуковом течении пара, т. е. отношении давлений больше критического ($\varepsilon > \varepsilon_*$), и не учитывает потери энергии. При сверхзвуковом течении пара, т. е. отноше-

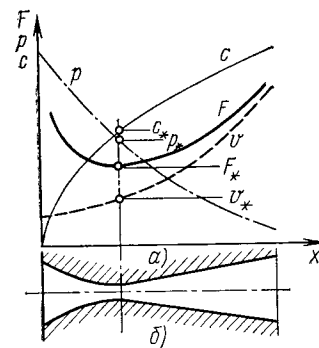


Рис. 8. Распределение параметров пара вдоль сопла Лавала (а) и его эскиз (б)

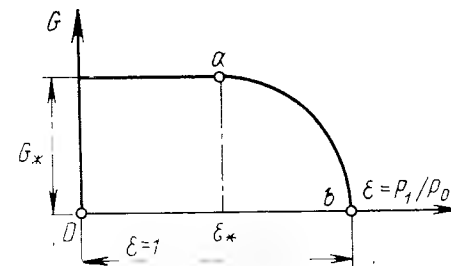


Рис. 9. Зависимость расхода пара через сопло от отношения давлений

нии давлений меньше критического ($\varepsilon < \varepsilon_*$), расход остается постоянным и равным критическому G_* .

С учетом потерь энергии действительный расход пара G_d будет меньше подсчитанного по формуле (49):

$$G_d = \mu G, \quad (50)$$

где μ — коэффициент расхода, всегда меньший единицы и зависящий от отношения давлений и параметров пара.

§ 8. Определение размеров сопел при дозвуковых и сверхзвуковых скоростях

Процесс изменения параметров пара при расширении без учета потерь энергии происходит по адиабатному закону $pv^\kappa = \text{const}$ и изображается линией AD на h,s -диаграмме (рис. 10). В действительном процессе необходимо учитывать потери энергии. В этом случае процесс расширения пара приближенно подчиняется уравнению политропы

$$pv^n = \text{const}. \quad (51)$$

Показатель n политропы для каждого конкретного случая течения должен иметь вполне определенное значение, зависящее от сил трения, но он всегда больше показателя изэнтропии κ , т. е. $n > \kappa$. Этот формальный прием значительно облегчает математическое исследование различных случаев течения пара с уче-

том вязкости. Однако следует иметь в виду, что применение его имеет ограничения, так как действительный процесс при течении с трением не является строго политропным.

Таким образом, из-за действия сил трения при течении пара часть механической энергии превращается в теплоту трения. В результате энтропия газа при его теплоизолированном течении возрастает и в этом случае процесс в h, s -диаграмме изображается кривой AC . Как видно из рис. 10, при одинаковом перепаде давлений ($p_0 - p_1$) энтальпия в конечном состоянии при течении с трением (точка C) будет больше энтальпии в конечном состоянии при течении без трения (точка D).

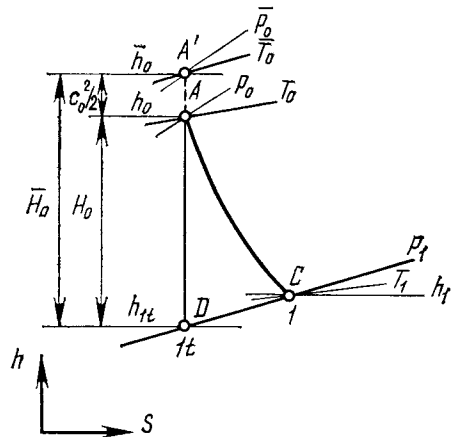


Рис. 10. h, s -диаграмма процессов изменения параметров пара при его расширении без учета потерь энергии и с учетом их

$$\Delta H = H_0 - H = h_1 - h_{1t} = (c_{1t}^2 - c_1^2)/2 = (c_{1t}^2/2) [1 - (c_1/c_{1t})^2]. \quad (54)$$

Отношение скорости пара c_1 в действительном процессе AC к теоретической скорости пара c_{1t} в идеальном (т. е. протекающем без трения) процессе AD , происходящих при одинаковом перепаде давлений, называют *коэффициентом скорости*

$$\varphi = c_1/c_{1t}. \quad (55)$$

Из уравнения сохранения энергии

$$c_{1t} = \sqrt{c_0^2 + 2(h_0 - h_{1t})} = \sqrt{c_0^2 + 2H_0} = \sqrt{2\bar{H}_0};$$

$$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi \sqrt{2\bar{H}_0}, \quad (56)$$

где $\bar{H}_0 = H_0 + c_0^2/2$ — так называемый *располагаемый теплоперепад* по параметрам торможения.

Из уравнения (56) следует, что для определения скорости течения пара при наличии трения нужно вычислить скорость идеального течения и умножить полученное значение на коэффи-

циент скорости φ . Коэффициенты скорости в разных соплах различны, и их значения определяют опытным путем. Для сопел современных турбин они изменяются от 0,93 до 0,98.

При течении пара часть его кинетической энергии вследствие действия сил трения необратимо превращается в теплоту, выделяющуюся в поток. Эта теплота компенсирует уменьшение внутренней энергии пара, т. е. повышает его температуру и работу расширения. Часть теплоты трения, затрачиваемая на работу расширения пара, преобразуется в энергию его движения, а остальная часть является потерей полезной работы.

Потерю кинетической энергии или располагаемого теплоперепада при течении с трением определяют по уравнению (54):

$$\Delta H = \frac{c_{1t}^2}{2} \left[1 - \left(\frac{c_1}{c_{1t}} \right)^2 \right] = \frac{c_{1t}^2}{2} (1 - \varphi^2) = \left[h_0 - h_{1t} + \frac{c_0^2}{2} \right] (1 - \varphi^2) = \bar{H}_0 (1 - \varphi^2). \quad (57)$$

Величину, характеризующую потерю работы из-за действия сил трения, называют *коэффициентом потери энергии*

$$\zeta = 1 - \varphi^2, \quad (58)$$

откуда потеря располагаемого теплоперепада

$$\Delta H = \zeta \bar{H}_0. \quad (59)$$

При обтекании паром стенки канала, в частности турбинной лопатки, влияние вязкости, а следовательно, и сил трения обычно ограничивается небольшой зоной непосредственно возле стенки. Вдали от стенки силы трения можно не учитывать. Очевидно, и это подтверждается опытами, что скорость потока в этой зоне должна изменяться от нуля на стенке, где поток как бы «прилипает» к ней и полностью заторможен, до скорости в так называемом ядре потока, где влияние сил трения практически не сказывается.

Тонкий, прилегающий к стенке слой потока, в котором скорость изменяется от нуля, что соответствует условию прилипания, до значения, соответствующего движению без трения, называют *пограничным слоем*. Пограничный слой тем тоньше, чем меньше вязкость. Так как внутри пограничного слоя в направлении, перпендикулярном движению, скорость изменяется довольно быстро, то даже при очень малой вязкости здесь возникают такие силы трения, которые сравнимы с силами инерции и поэтому не могут быть отброшены. В то же время вдали от стенок силы трения по сравнению с силами инерции ничтожно малы.

В зависимости от режима течения различают ламинарный и турбулентный пограничные слои. При ламинарном течении слои пара перемещаются параллельно, не перемешиваясь. Турбулентное течение сопровождается сильным перемешиванием движу-

щегося пара, в котором наблюдаются пульсации скорости. Примеры распределения скоростей в ламинарном (кривая 1) и турбулентном (кривая 2) пограничных слоях показаны на рис. 11. Основным критерием, определяющим влияние вязкости, в частности режим (турбулентный или ламинарный) пограничного слоя и его толщину, является безразмерное число Рейнольдса, или число Re :

$$Re = cx/\nu, \quad (60)$$

где c — скорость потока, x — характерный размер обтекаемого тела (например, хорды лопатки), ν — кинематическая вязкость пара.

При решении практических задач для большей части потока вне пограничного слоя используют уравнения движения без учета сил трения (уравнения идеального газа). Зону пограничного слоя рассчитывают по полуэмпирическим уравнениям, учитывающим влияние сил трения, которые зависят от числа Re .

Рис. 11. Распределение скоростей в ламинарном и турбулентном пограничных слоях

Определение размеров сопловых и рабочих решеток турбин в основном базируется на двух уравнениях: неразрывности и сохранения энергии. Как правило, скорости определяют по уравнениям идеального газа, а силы трения учитывают введением в уравнение неразрывности коэффициента расхода μ .

Сопловые (и рабочие) каналы в турбинах образуются определенным образом установленными лопатками, которые состав-

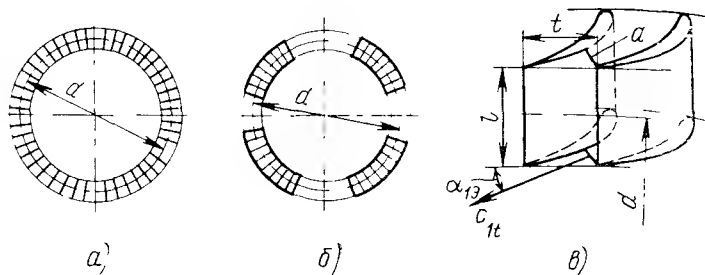


Рис. 12. Расположение каналов по окружности сопловых решеток с полным (а) и парциальным (б) подводами пара, две соседние лопатки (в), устанавливаемые в этих решетках

ляют кольцевую сопловую решетку. В турбинах применяют сопловые решетки как с полным подводом (рис. 12, а), в которых лопатки расположены по всей окружности, так и с парциальным (рис. 12, б), в которых лопатки размещаются только на части окружности. Две соседние лопатки высотой l показаны на рис.

12, в. Расстояние, на котором располагаются по отношению друг к другу лопатки, образующие канал, называют *шагом t решетки* (рис. 12, в). Если средний диаметр решетки обозначить d , а шаг t , то степень парциальности

$$e = zt/(\pi d), \quad (61)$$

где z — число лопаток (каналов).

Таким образом, как следует из формулы (61), степень парциальности — это отношение длины дуги, занятой сопловыми лопатками, к длине окружности, на которой они расположены. Очевидно, что при полном подводе пара степень парциальности $e = 1$ и произведение шага решетки на число каналов равно длине окружности: $zt = \pi d$.

Для определения размеров решеток необходимо правильно выбрать соответствующие профили лопаток и рассчитать высоту их выходного сечения. Решетки с дозвуковым течением пара (рис. 12, в) имеют площадь выходного сечения, равную произведению ширины минимального сечения a , называемой горлом канала, на высоту l . В таких решетках

$$a = t \sin \alpha_{13}, \quad (62)$$

где α_{13} — эффективный (геометрический) угол выхода потока из решетки.

Площадь сопловой решетки определяют по уравнению неразрывности

$$F_1 = G v_{1t} / (\mu c_{1t}). \quad (63)$$

Удельный объем v_{1t} и скорость c_{1t} пара можно определить по изотропному процессу (см. точку D на рис. 10). В частности, удельный объем v_{1t} — по h,s -диаграмме или по уравнению изотропии, а скорость c_{1t} — по формуле (56). Зная площадь на выходе из сопловой решетки

$$F_1 = \pi d l e \sin \alpha_{13}, \quad (64)$$

можно определить высоту лопаток

$$l_1 = G v_{1t} / (\mu \pi d e \sin \alpha_{13} c_{1t}). \quad (65)$$

Как уже отмечалось, при дозвуковом течении ($p_1/p_0 > \varepsilon_*$) расширение пара происходит в сужающейся части сопла. При этом давление p_1 в минимальном сечении $O-A$ сопла (рис. 13) равно давлению за ним. Критическую скорость за соплом $c_{кр} = a$ получают в сечении $O-A$ при отношении давлений, равному критическому $\varepsilon_1 = \varepsilon_*$. В дозвуковом потоке ($\varepsilon_1 \geq \varepsilon_*$) косой срез сопла $OABO$ служит только для направления потока пара под углом α_{13} .

В сверхзвуковом потоке ($\varepsilon_1 < \varepsilon_*$) расширение пара до критического давления $p_{кр}$ также происходит в суживающейся части сопла. При этом в сечении $O-A$ сопла устанавливается крити-

ческая скорость пара, а его дальнейшее расширение от $p_{кр}$ до p_1 происходит в косом срезе $OABO$. В этом случае поток перестает быть симметричным относительно оси сопла.

Для выяснения явлений, происходящих в косом срезе, рассмотрим отдельные струйки потока. Часть потока у кромки в точке O попадает из области с давлением $p_{кр}$ в сечении OA в камеру за соплом с давлением $p_1 < p_{кр}$. Расширение пара проис-

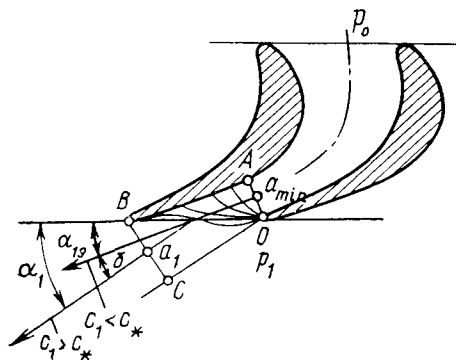


Рис. 13. Расширение пара в косом срезе сопла

изобар, которые собираются в точке O , где давление резко изменяется от $p_{кр}$ до p_1 .

В сверхзвуковом потоке, как отмечалось (см. табл. 2), площадь сечения струи в соответствии с уравнением неразрывности должна увеличиваться. Поскольку в косом срезе сопла поток пара ограничен только с одной стороны поверхностью AB , увеличение его площади возможно лишь при увеличении угла поворота от $\alpha_{1\delta}$ до $\alpha_{1\delta} + \delta$. Угол отклонения потока δ можно рассчитать следующим образом.

Расходы пара в сечениях $O—A$ и $B—C$ одинаковы и составляют

$$G = F_{\min} c_{кр} / v_{кр} = F_1 c_{1t} / v_{1t}, \quad (66)$$

где $F_{\min}$ и F_1 — площади в сечениях $O—A$ и $B—C$.

При одинаковой высоте решетки в сечениях $O—A$ и $B—C$ их площади прямо пропорциональны ширине сопла:

$$F_{\min} / F_1 = l_1 a_{\min} / (l_1 a_1) = a_{\min} / a_1. \quad (67)$$

Из треугольников OAB и OBC определим

$$a_{\min} = t_1 \sin \alpha_{1\delta} \text{ и } a_1 = t_1 \sin (\alpha_1 + \delta). \quad (68)$$

По формулам (66), (67) и (68) можно определить угол выхода потока из сопла

$$\sin (\alpha_1 + \delta) = [c_{кр} v_{1t} / (c_{1t} v_{1кр})] \sin \alpha_{1\delta}. \quad (69)$$

Зная угол выхода сверхзвукового потока из сопловой решетки, можно по формуле (65) определить ее высоту l_1 .

Контрольные вопросы

1. Что является критерием сжимаемости жидкости?
2. Чем отличаются идеальные жидкости от реальных?
3. Какие основные физические законы отражают уравнения равновесия и движения жидкостей?
4. Какие характеристики течения пара в сопле зависят от трения?
5. Как должна изменяться площадь сечения сопла при дозвуковом и сверхзвуковом течении пара?
6. Что определяет коэффициент скорости?
7. Что такое степень парциальности турбинной решетки?

Глава третья

СТУПЕНЬ ТУРБИНЫ

§ 9. Преобразование энергии в ступени турбины

Преобразование энергии рассмотрим на примере осевой турбиной ступени (рис. 14, а). Турбинные ступени, в которых поток пара движется по поверхностям, близким к цилиндрическим, называют *осевыми*.

Сопловые лопатки 2 образуют кольцевую *сопловую решетку*, укрепленную в диафрагме 1, которая закреплена в неподвижном корпусе 3. Рабочие лопатки 4, закрепленные на диске 5, образуют рабочую решетку. Диск с рабочими лопатками, называемый рабочим колесом, закреплён на валу 6 и вращается вместе с ним. Вал и рабочее колесо являются *ротором турбины*.

Совокупность неподвижной сопловой решетки со своей вращающейся рабочей решеткой называют *ступенью турбины*.

В каналах, образованных сопловыми лопатками 2, давление пара изменяется от давления перед ступенью p_0 до давления p_1 за ней (рис. 14, б). В каналах сопловой решетки, как указывалось ранее, происходит преобразование тепловой энергии пара в кинетическую. Вследствие падения давления скорость пара на выходе из сопловой решетки повышается до c_1 . Направление этой скорости (угол α_1) определяется профилем сопловых лопаток и углом их установки.

Скорость c_1 одновременно является абсолютной скоростью входа пара на лопатки 4 рабочего колеса. Относительная же скорость входа $\vec{w}$ определяется из параллелограмма скоростей $\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1$, где $\vec{u}_1$ — переносная, или окружная, скорость рабочих лопаток в сечении 1—1 (рис. 14, а). Обычно вместо параллелограмма скоростей строят треугольник скоростей (сечение А—А).

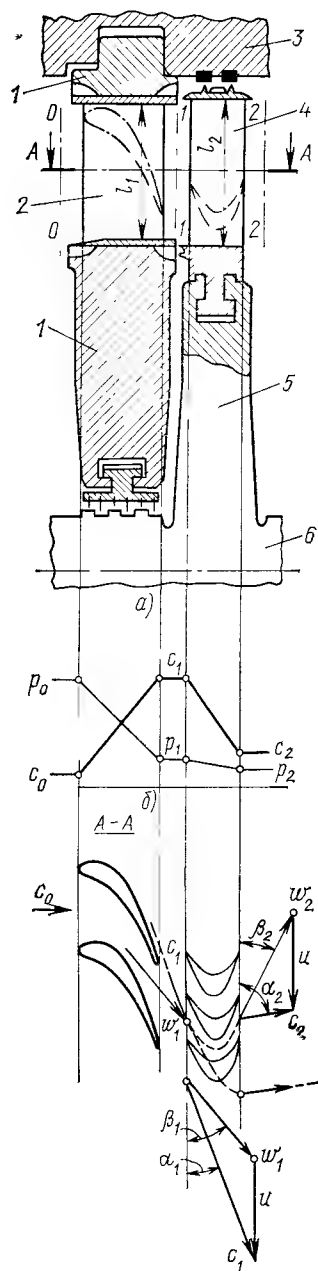


Рис. 14. Осевая турбинная ступень (а) и распределение параметров пара в ней (б):

1 — диафрагма, 2, 4 — сопловые и рабочие лопатки, 3, 6 — корпус и вал турбины, 5 — диск ступени

В рабочей решетке кинетическая энергия пара преобразуется в механическую энергию вращения вала. Пар покидает рабочую решетку с абсолютной скоростью c_2 , которая является векторной суммой относительной w_2 и окружной u_2 скоростей. При этом относительная скорость в общем случае может повышаться от w_1 на входе в рабочую решетку до w_2 на выходе из нее вследствие дальнейшего падения давления от p_1 до p_2 . Угол β_2 направления относительной скорости на выходе также определяется профилем рабочих лопаток и углом их установки. Полученный треугольник называют выходным треугольником скоростей.

Процессы расширения в турбинной ступени в h,s -диаграмме при изотропном (ABC) и реальном (ADF) его течениях показаны на рис. 15. Согласно уравнению энергии разность энтальпий на входе и выходе из ступени турбины по заторможенным параметрам $\bar{h}_0 - \bar{h}_2$ соответствует теплоте, преобразованной в механическую энергию l на рабочих лопатках. В результате потерь в сопловой решетке располагаемый теплоперепад в рабочей решетке $H_{ор} = h_D - h_E = h_1 - h_{2t}$ в реальном процессе DE больше ее располагаемого теплоперепада $H'_{ор} = h_b - h_c$ при теоретическом процессе BC в сопловой решетке ($H_{ор} > H'_{ор}$) вследствие возврата теплоты. При этом потери энергии в предыдущей сопловой решетке повышают температуру пара на входе в следующую рабочую решетку ($t_D > t_B$). Однако разница между $H_{ор}$ и $H'_{ор}$ обычно настолько мала, что с достаточной точностью можно принять $H_{ор} \approx H'_{ор}$.

Отношение располагаемого теплоперепада в рабочей решетке к

располагаемому теплоперепаду всей ступени (от параметров торможения) называют степенью реактивности ступени

$$\rho = H_{ор} / (\bar{H}_{0с} + H_{ор}) \approx H_{ор} / \bar{H}_0. \quad (70)$$

При степени реактивности, равной нулю, в каналах рабочей решетки не происходит дополнительного расширения пара. Такую ступень называют *чисто активной*. Если степень реактивности не превышает 0,20—0,25, ступень называют *активной*, а иногда — *активной с небольшой степенью реактивности* в отличие от чисто активной. При значительной степени реактивности (0,4—0,6 и более) ступень называют *реактивной*.

На рис. 16, а—в показаны треугольники скоростей, сопловые 1 и рабочие 2 лопатки турбинных ступеней со степенями реактивности ρ , равными 0; 0,2; 0,5 и 0,7, и h,s -диаграммы процессов в этих ступенях. В осевых турбинных ступенях окружные скорости $u_1 = u_2 = u$. Отношение проходных сечений на выходах из сопловой и рабочей решеток зависит от степени реактивности ступени. Проходное сечение решетки пропорционально $\sin \alpha_1$ или $\sin \beta_2$ (см. рис. 14 — сечение A—A), а также длине l_1 или l_2 лопаток (см. рис. 14, а). Так, при степени реактивности $\rho < 0,5$, если $l_1 = l_2$, то $\sin \alpha_1 < \sin \beta_2$; если степень реактивности $\rho \approx 0,5$, то $\sin \alpha_1 = \sin \beta_2$. При этом в обоих случаях отношения проходных сечений решеток различны. В зависимости от степени реактивности и потерь энергии в рабочей решетке относительная скорость w_2 может быть больше или меньше скорости w_1 (см. рис. 16, а).

В криволинейных каналах рабочей решетки поворот и ускорение струи пара происходят под влиянием действующих на нее усилий. Во-первых, пар испытывает реактивное усилие стенок канала, образованного рабочими лопатками. Во-вторых на него действует разность давлений p_1 и p_2 на входе и выходе из решетки. Силы, действующие на рабочие лопатки при обтекании их паром, возникают вследствие поворота потока в каналах и

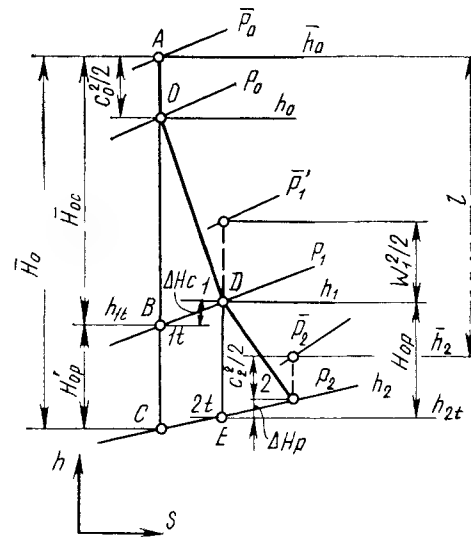


Рис. 15. h, s -диаграмма процесса расширения пара в турбинной ступени без учета потерь энергии с выходной скоростью

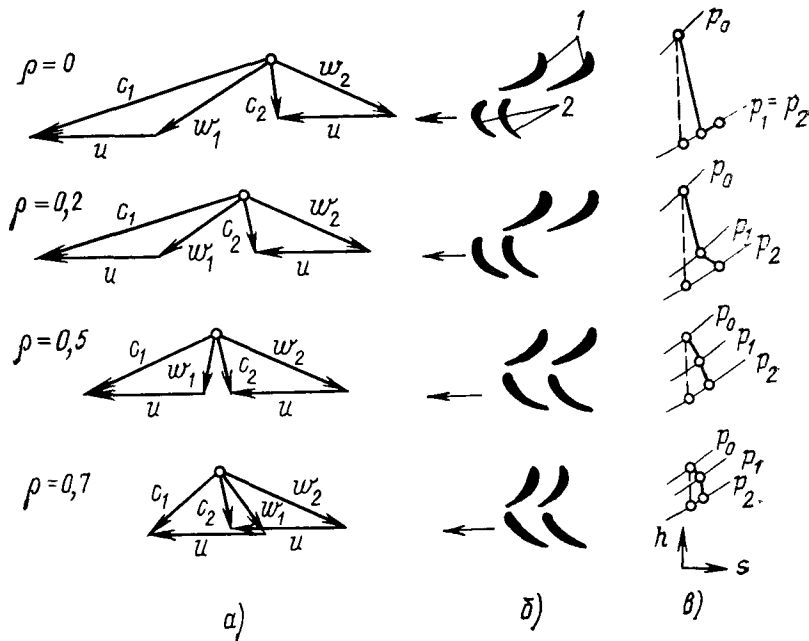


Рис. 16. Треугольники скоростей (а), профили сопловых и рабочих лопаток (б) и h, s -диаграммы процессов (в) в турбинных ступенях с различной степенью реактивности:

1, 2 — сопловые и рабочие лопатки

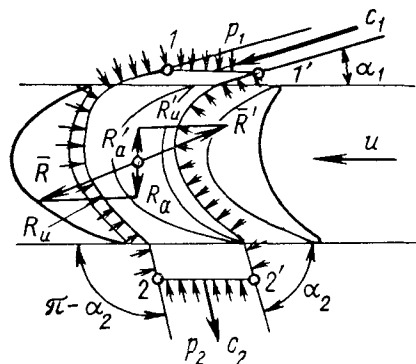


Рис. 17. Схема потока пара в рабочей решетке

профилей лопаток, а линии 1—1' и 2—2' параллельны вектору окружной скорости u . На выделенную часть потока со стороны лопаток действует сила реакции $\bar{R}'$, а со стороны отброшенной части потока — силы давления на поверхности 1—1' и 2—2', 1—2 и 1'—2'. Так как силы давления на поверхностях 1—2 и

его ускорении. Эти силы по своей природе являются динамическими.

Для их определения рассмотрим поток пара в рабочей решетке (рис. 17), в котором выделим неподвижный контур 1—2—2'—1', условно охватывающий одну рабочую лопатку. В действительности под этой лопаткой можно понимать все рабочие лопатки ступени. Линии 1—2 и 1'—2' конгруэнтны и расположены на одинаковом расстоянии от соответствующих поверхностей соседних

1'—2' равны и направлены противоположно, они взаимно уравновешиваются.

Запишем уравнение количества движения (38) в векторной форме

$$\bar{R}' d\tau + (p_2 + p_1) \Omega d\tau = dm (\bar{c}_2 - \bar{c}_1). \quad (71)$$

В этом уравнении первый член представляет собой импульс силы $\bar{R}'$, действующей со стороны лопаток на поток, а второй — импульс сил давления на поверхностях 1—1' и 2—2', площади которых обозначены Ω . В правой части уравнения записано изменение количества движения элементарной массы пара dm , вытекающей через сечение 2—2' и втекающей через сечение 1—1' за элементарное время $d\tau$. Под Ω понимают площадь, описываемую рабочими лопатками при движении в активном потоке рабочего тела. При полном подводе (парциальности $e=1$) площадь $\Omega = \pi d l_2$.

Поскольку $dm/d\tau = G$ — расход пара, запишем уравнение (71) в проекциях на направление окружной скорости:

$$R'_u = G [c_2 \cos(\pi - \alpha_2) - c_1 \cos \alpha_1]. \quad (72)$$

Заменив силу реакции R'_u лопаток силой R_u , с которой поток действует на них ($R_u = -R'_u$), получим уравнение для определения окружного усилия, действующего со стороны потока пара на рабочие лопатки турбинной ступени осевого типа:

$$R_u = G (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (73)$$

Поскольку направление окружного усилия R_u совпадает с направлением окружной скорости рабочих лопаток, этим усилием определяется работа, совершаемая потоком на рабочих лопатках и соответственно на валу турбины.

Записав уравнение (71) в проекциях на направление осевой скорости, получим

$$R'_a = G (c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) + (p_2 - p_1) \Omega. \quad (74)$$

Заменив силу реакции лопаток R'_a на усилие, с которым поток действует на них $R_a = -R'_a$, получим уравнение для определения осевого усилия, действующего со стороны потока пара на рабочие лопатки турбинной ступени осевого типа:

$$R_a = G (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2) \Omega. \quad (75)$$

Это усилие направлено перпендикулярно вектору окружной скорости и, следовательно, не производит работы. Однако составляющая R_a должна учитываться при расчете осевых усилий, воспринимаемых упорным подшипником ротора турбины.

§ 10. Расчет и построение треугольников скоростей. Мощность и работа ступени

Расчет и построение треугольников скоростей. Проведем этот расчет для осевой турбинной ступени, предполагая, что известны давление $\bar{p}_0$, энтальпия $\bar{h}_0$ и начальная скорость $\bar{c}_0$ пара на входе в ступень, а также давления за сопловой p_1 и рабочей p_2 решетками. Следовательно, можно построить процесс в h,s -диаграмме (см. рис. 15). Абсолютную скорость истечения пара из сопловой решетки можно определить из уравнения сохранения энергии:

$$\begin{aligned} c_{1t} &= \sqrt{2(\bar{h}_0 - h_1)} = \varphi c_{1t} = \varphi \sqrt{2(h_0 - h_{1t})} = \\ &= \varphi \sqrt{2\bar{H}_0} = \varphi \sqrt{2(1-\rho)\bar{H}_0}, \end{aligned} \quad (76)$$

где $\varphi = c_{1t}/c_{1t}$ — коэффициент скорости в сопловой решетке, зависящий от режима течения пара и типа решетки, определяемый опытным путем; ρ — степень реактивности ступени; $\bar{H}_0$ — располагаемый теплоперепад ступени.

Тогда потери в сопловой решетке

$$\Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_{1t}^2}{2}(1 - \varphi^2) = \frac{c_{1t}^2}{2} \zeta_c, \quad (77)$$

где $\zeta_c = 1 - \varphi^2$ — коэффициент потерь энергии в сопловой решетке.

Отложив на h,s -диаграмме потерю энергии в сопловой решетке ΔH_c , построим действительный процесс AB , где $h_1 = h_{1t} + \Delta H_c$. Зная скорость c_1 и угол выхода пара из сопловой решетки α_1 , построим вектор скорости $\vec{c}_1$ (рис. 18). Струя пара входит в рабочую решетку с относительной скоростью w_1 , которая определяется разностью векторов $\vec{c}_1$ и $\vec{u}$ и составляет угол β_1 с направлением окружной скорости u . Скорость w_1 и угол β_1 ее направления можно определить графически или по формулам

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1; \quad (78)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_1 &= \sin \alpha_1 / [\cos \alpha_1 - u/c_1]. \end{aligned} \quad (79)$$

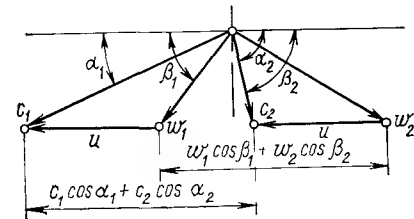


Рис. 18 Треугольники скоростей пара в турбинной ступени

Запишем уравнение сохранения энергии (36) для относительного движения без учета потерь в рабочей решетке (процесс DE — см. рис. 15);

$$(w_{2t}^2 - w_1^2)/2 = h_{2t} - h_1. \quad (80)$$

Таким образом, при относительном движении в изоэнтропном процессе полная энергия пара на входе в рабочие лопатки равна полной энергии на выходе из них. Действительная скорость выхода пара меньше теоретической и составляет

$$w_2 = \psi w_{2t}, \quad (81)$$

где $\psi = w_2/w_{2t}$ — коэффициент скорости в рабочей решетке.

Используя уравнение (80), определим относительную скорость выхода пара из рабочей решетки

$$\begin{aligned} w_2 &= \psi w_{2t} = \psi \sqrt{w_1^2 + 2(h_{2t} - h_1)} = \psi \sqrt{w_1^2 + 2H_{0p}} = \\ &= \psi \sqrt{w_1^2 + 2\rho\bar{H}_0}. \end{aligned} \quad (82)$$

Потери энергии в рабочей решетке

$$\Delta H_p = w_{2t}^2/2 - w_2^2/2 = (w_{2t}^2/2)(1 - \psi^2) - (w_{2t}^2/2) \zeta_p, \quad (83)$$

где $\zeta_p = 1 - \psi^2$ — коэффициент потерь энергии в рабочей решетке.

Направление относительной скорости w_2 определяется углом β_2 , который зависит от формы и угла установки рабочих лопаток. Зная скорость w_2 и угол β_2 , построим вектор скорости $\vec{w}_2$ (см. рис. 18).

Абсолютную скорость выхода пара из каналов рабочих лопаток $\vec{c}_2$ определяют как сумму векторов относительной $\vec{w}_2$ и окружной $\vec{u}$ скоростей. Скорость c_2 и угол α_2 ее направления можно найти графически или по формулам

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2; \quad (84)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \sin \beta_2 / [\cos \beta_2 - (u/w_2)]. \quad (85)$$

Мощность и работа ступени. Мощность, развиваемая на лопатках ступени, может быть определена как произведение окружного усилия R на окружную скорость рабочих лопаток u :

$$P_u = R_u u = Gu (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (86)$$

Полезная работа 1 кг пара, протекающего через рабочие лопатки, т. е. удельная работа, определяется как отношение мощности ступени к расходу пара через нее:

$$l = P_u / G = u (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (87)$$

Из треугольников скоростей следует

$$c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2. \quad (88)$$

Используя формулы (78) и (84), можно рассчитать удельную работу ступени

$$\begin{aligned} l &= u (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = u (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) = \\ &= (c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2)/2. \end{aligned} \quad (89)$$

Из этого уравнения видно, что удельная работа в осевой ступени равна сумме двух величин: разности **кинетических энергий** на входе и выходе из рабочих лопаток в абсолютном движении и разности кинетических энергий на выходе и входе в относительном движении.

Расчет удельной работы можно выполнить по балансу энергии на рабочих лопатках ступени. Теоретически 1 кг пара может совершить в ступени работу, равную располагаемой энергии E_0 . Под располагаемой энергией понимают сумму располагаемых теплоперепадов в сопловой и рабочей решетках

$$E_0 = \bar{H}_{0c} + H_{0p} \approx \bar{H}_0. \quad (90)$$

Действительная работа на рабочих лопатках меньше теоретической на значения потерь энергии в сопловой ΔH_c и рабочей ΔH_p решетках, а также потерь, связанных с тем, что покидающий ступень со скоростью c_2 поток пара отводит от нее кинетическую энергию

$$\Delta H_{в.с} = c_2^2/2, \quad (91)$$

которую называют *потерями с выходной скоростью*. Таким образом, удельную работу ступени турбины можно определить по формуле

$$\begin{aligned} l &= E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с} = \\ &= \bar{H}_{0c} + H_{0p} - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с}. \end{aligned} \quad (92)$$

Отрезок l , показанный на h,s -диаграмме (см. рис. 15), соответствует работе, полученной на рабочих лопатках турбинной ступени.

§ 11. Относительный лопаточный кпд ступени

Экономичность турбинной ступени характеризуется *коэффициентом полезного действия*. *Относительным лопаточным кпд ступени* называют отношение мощности, развиваемой на рабочих лопатках, к располагаемой мощности или отношение энергии (работы), полученной на рабочих лопатках, к располагаемой энергии:

$$\eta_{о.л} = P_u/P_0 = l/E_0. \quad (93)$$

Работу l обычно определяют по формуле (89) или (92), а располагаемую энергию E_0 — в зависимости от места ступени в многоступенчатой турбине. Если за ступенью находится камера, где поток тормозится, и энергия выходной скорости поэтому в последующих ступенях не используется, то $E_0 = \bar{H}_0$. Энергия с выходной скоростью промежуточной ступени может использоваться в последующей ступени полностью. В этом случае ее в

располагаемую энергию данной ступени не включают, т. е. $E_0 = \bar{H}_0 - \Delta H_{в.с}$. В общем случае располагаемая энергия

$$E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} c_2^2/2, \quad (94)$$

где $\kappa_{в.с}$ — коэффициент использования выходной скорости, изменяющийся от 0 до 1.

Если кинетическая энергия с выходной скоростью полностью теряется, коэффициент $\kappa_{в.с} = 0$, а если полностью используется, $\kappa_{в.с} = 1$.

На рис. 19 показана h,s -диаграмма процесса расширения пара в турбинной ступени с частичной потерей энергии с выходной скоростью, равной

$$(1 - \kappa_{в.с}) \Delta H_{в.с} = (1 - \kappa_{в.с}) c_2^2/2. \quad (95)$$

Подставив в формулу (93) удельную работу l из формулы (89), получим относительный лопаточный кпд ступени

$$\begin{aligned} \eta_{о.л} &= \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{E_0} = \\ &= \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_0} = \\ &= \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2E_0}. \end{aligned} \quad (96)$$

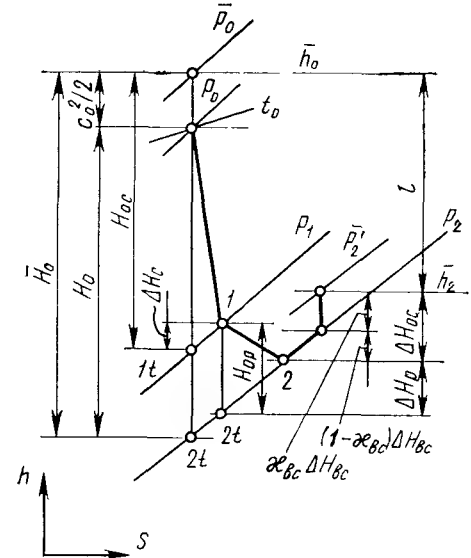


Рис 19 h, s -диаграмма процесса расширения пара в турбинной ступени с частичной потерей энергии с выходной скоростью

Относительный лопаточный кпд ступени $\eta_{о.л}$ можно получить также из формулы (92)

$$\eta_{о.л} = l/E_0 = [E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - (1 - \kappa_{в.с}) \Delta H_{в.с}]/E_0. \quad (97)$$

Располагаемая энергия ступени

$$\begin{aligned} E_0 &= \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \frac{c_2^2}{2} = \bar{H}_{0c} + H_{0p} - \kappa_{в.с} \frac{c_2^2}{2} = \\ &= \frac{1}{2} (c_{1t}^2 + w_{2t}^2 - w_1^2 - \kappa_{в.с} c_2^2). \end{aligned} \quad (98)$$

Если вся энергия, которой располагает ступень, преобразуется в кинетическую энергию при коэффициенте использования

выходной скорости $\kappa_{в.с}=0$, то эквивалентную этой энергии скорость, называемую *фиктивной*, определяют по формуле

$$c_{\Phi}^2 = \sqrt{2H_0}. \quad (99)$$

Для любой ступени из треугольников скоростей (см. рис. 18) следует, что $\omega_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u$. Для чисто активной ступени ($\rho=0$) при полной потере энергии с выходной скоростью ($\kappa_{в.с}=0$) относительная теоретическая скорость на выходе из рабочей решетки равна относительной скорости на входе в нее $\omega_1 = \omega_{2t}$. При этом располагаемая энергия ступени равна кинетической энергии, подсчитанной по теоретической скорости на выходе из сопловой решетки $E_0 = H_0 = c_{1t}^2/2$, а фиктивная скорость — теоретической скорости на выходе из сопловой решетки $c_{\Phi} = c_{1t}$. Подставив значения ω_{2t} , E_0 и c_{Φ} в формулу (96), получим

$$\eta_{о.л} = 2 \frac{u}{c_{\Phi}} \left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{\Phi}} \right) \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (100)$$

Таким образом, $\eta_{о.л}$ чисто активной ступени зависит от отношения скоростей u/c_{Φ} , коэффициентов скорости в решетках φ и ψ , а также углов выхода из сопловой и рабочей решеток α_1 и β_2 .

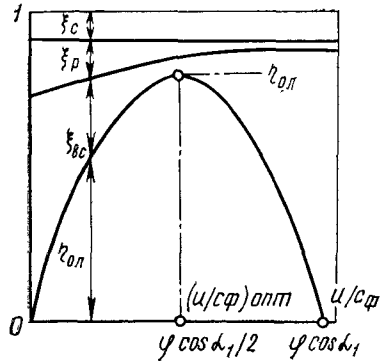


Рис. 20. Зависимость относительного лопаточного КПД ступени $\eta_{о.л}$ от отношения скоростей u/c_{Φ}

Таким образом, $\eta_{о.л}$ чисто активной ступени зависит от отношения скоростей u/c_{Φ} , коэффициентов скорости в решетках φ и ψ , а также углов выхода из сопловой и рабочей решеток α_1 и β_2 . Так как угол β_1 есть функция угла α_1 и отношения скоростей u/c_{Φ} , то он не является независимым параметром.

Как видно из формулы (100), наибольшее влияние на значение $\eta_{о.л}$ оказывает отношение скоростей u/c_{Φ} , которое зависит от частоты вращения ротора, а также диаметра и располагаемого теплотерпада ступени. Поэтому отношение скоростей u/c_{Φ} является одним из важнейших параметров, определяющих экономичность ступени. При фиксированных значениях φ , ψ , α_1 и $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$ зависимость $\eta_{о.л}$ от отношения скоростей u/c_{Φ} изображается графически параболой (рис. 20), которая пересекает ось абсцисс при $u/c_{\Phi}=0$ и $u/c_{\Phi}=\varphi \cos \alpha_1$, так как в этих точках $\eta_{о.л}=0$.

Максимальный КПД ступени $\eta_{о.л}$ при $\rho=0$ получают при оптимальном отношении скоростей

$$(u/c_{\Phi})_{\text{опт}} = \varphi \cos \alpha_1 / 2. \quad (101)$$

Максимальный относительный лопаточный КПД чисто активной ступени можно определить, подставив в формулу (101) формулу (100):

$$\eta_{о.л}^{\text{max}} = (\varphi^2 \cos^2 \alpha_1 / 2) (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1). \quad (102)$$

Из формулы (102) следует, что максимальный КПД ступени $\eta_{о.л}$ при $\rho=0$ в большей степени зависит от коэффициента скорости в сопловой решетке φ и в меньшей степени — от коэффициента скорости в рабочей решетке ψ .

Зависимость КПД ступени $\eta_{о.л}$ от отношения скоростей u/c_{Φ} , приведенная на рис. 20, отражает баланс энергии в чисто активной ступени. Действительно, если формулу (97) переписать в относительных единицах, обозначив соответственно через $\xi_c = \Delta H_c / E_0$, $\xi_p = \Delta H_p / E_0$ и $\xi_{в.с} = \Delta H_{в.с} / E_0$, относительные потери энергии в сопловой и рабочей решетках и с выходной скоростью, получим

$$\eta_{о.л} = 1 - \xi_c - \xi_p - (1 - \kappa_{в.с}) \xi_{в.с}. \quad (103)$$

Относительные потери энергии в сопловой решетке при постоянном коэффициенте скорости $\varphi = \text{const}$ не зависят от отношения скоростей u/c_{Φ} .

Относительные потери энергии в рабочей решетке при постоянном коэффициенте скорости $\psi = \text{const}$ зависят только от характера изменения отношений скоростей ω_1/c_{1t} и u/c_{Φ} . Из треугольников скоростей следует, что отношение ω_1/c_{1t} увеличивается при уменьшении отношения u/c_{Φ} . Таким образом, потери энергии в рабочей решетке ξ_p с увеличением отношения u/c_{Φ} от нуля до значения, при котором угол входной скорости $\beta_1 = 90^\circ$, уменьшаются. Дальнейшее увеличение отношения u/c_{Φ} приводит к росту этих потерь энергии.

Рассматривая треугольники скоростей ступени для различных отношений скоростей u/c_{Φ} , можно заметить, что относительные потери с выходной скоростью

$$\xi_{в.с} = c_2^2 / c_{1t}^2 \quad (104)$$

достигают минимального значения при $\alpha_2 = 90^\circ$, так как в этом случае отношение скоростей c_2/c_{1t} минимально. При отклонении угла α_2 от 90° как в сторону увеличения, так и уменьшения потерь с выходной скоростью растут.

Минимальные потери энергии с выходной скоростью получают при отношении скоростей u/c_{Φ} , близком к оптимальному.

Аналогично может быть получена зависимость относительного лопаточного КПД $\eta_{о.л}$ от отношения скоростей u/c_{Φ} и других факторов для одиночно расположенной ступени при любой степени реактивности. Оптимальное отношение скоростей $(u/c_{\Phi})_{\text{опт}}$

для ступеней с любой степенью реактивности ρ приближенно определяют по формуле

$$(u/c_\phi)_{\text{опт}} \approx \varphi \cos \alpha_1 / (2 \sqrt{1-\rho}). \quad (105)$$

Зависимость кпд ступени $\eta_{0.л}$ и потерь энергии в ней при степени реактивности $\rho=0,5$ показана на рис. 21. При сравнении ступеней, имеющих $\rho=0$ и $\rho=0,5$ видно, что оптимальное отношение скоростей u/c_ϕ во второй ступени в $\sqrt{2}$ раз больше. При той же окружной скорости оптимальный теплоперепад H_0 ступени при степени реактивности $\rho=0,5$ в два раза меньше, чем ступени при степени реактивности $\rho=0$.

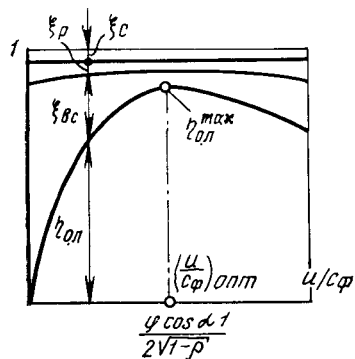


Рис. 21. Влияние отношения скоростей u/c_ϕ на кпд реактивной ступени $\eta_{0.л}$

$=f(u/c_\phi)$ — более пологой. Кроме того, необходимо учитывать, что в ступени есть и другие потери, которые будут рассмотрены в § 14.

§ 12. Двухвенечные ступени

При оптимальном отношении скоростей u/c_ϕ в рассмотренной выше ступени перерабатывается сравнительно небольшой теплоперепад H_0 , составляющий от 40 до 100 кДж/кг. Это обусловлено допустимыми окружными скоростями рабочих лопаток, условиями прочности диска или технологией изготовления ротора турбины. Для того чтобы при заданной окружной скорости можно было перерабатывать большие теплоперепады, необходимо уменьшать отношение u/c_ϕ , т. е. увеличивать скорость c_ϕ . При этом кпд обычной ступени уменьшается вследствие роста потерь с выходной скоростью.

Для снижения этих потерь за рабочими лопатками устанавливают неподвижные поворотные лопатки, с помощью которых выходящий из рабочих лопаток поток поворачивается и направляется под необходимым углом во второй ряд рабочих лопаток. Во втором ряду рабочих лопаток часть кинетической энергии с выходной скоростью потока, покидающего первый ряд рабочих лопаток, преобразуется в механическую энергию вращения ротора. Так получают ступень, в которой при одном ряде сопловых лопаток дополнительно устанавливают два ряда вращающихся

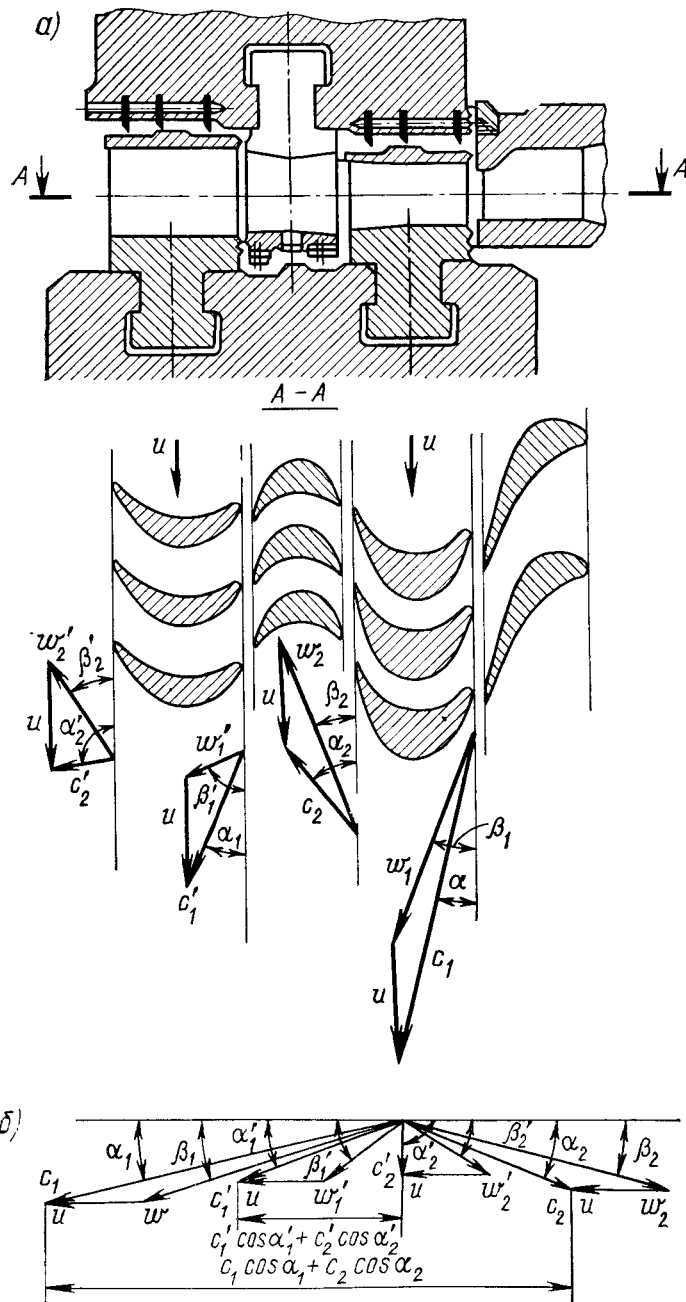


Рис. 22. Двухвенечная ступень турбины (а) и ее треугольники скоростей (б)

рабочих и один ряд неподвижных поворотных лопаток. Ступень в этом случае называют *двухвенечной* (рис. 22, а). Поток в поворотных лопатках ступени в отличие от сопловых претерпевает только изменение направления без сколько-нибудь значительного ускорения. Поэтому профили поворотных и рабочих лопаток одинаковые.

Треугольники скоростей двухвенечной ступени показаны на рис. 22, б, из которого следует, что пар покидает рабочие решетки второго ряда со скоростью c'_2 , значительно меньшей, чем скорость c_2 на выходе из рабочей решетки первого ряда. Таким образом, в двухвенечной ступени при малом отношении скоростей u/c_ϕ потери с выходной скоростью существенно меньше, чем в ступени, имеющей один ряд рабочих лопаток.

Скорости потока на выходе из решеток двухвенечной ступени определяют по тем же формулам, что и обычной ступени. Относительный лопаточный кпд двухвенечной ступени можно определить по формуле, аналогичной формуле (96), с учетом того, что работа совершается на двух венцах рабочих лопаток:

$$\eta_{0,л} = u [(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) + (c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2)] / E_0. \quad (106)$$

Если выразить работу двухвенечной ступени через располагаемую энергию, потери энергии в решетках и с выходной скоростью, то кпд двухвенечной ступени можно определить по формуле

$$\eta_{0,л} = l/E_0 = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_n - \xi'_p - (1 - \kappa_{в,с}) \xi_{в,с}, \quad (107)$$

где $\xi_c = \Delta H_c / E_0$, $\xi_p = \Delta H_p / E_0$, $\xi_n = \Delta H_n / E_0$, $\xi'_p = \Delta H'_p / E_0$ — относительные потери энергии в решетках — соответственно в сопловой, рабочей первой, поворотной и рабочей второй; $\xi_{в,с} = \Delta H_{в,с} / E_0$ — относительные потери с выходной скоростью.

Зависимость коэффициента полезного действия $\eta_{0,л}$ двухвенечной ступени от отношения скоростей u/c_ϕ определяется изменением перечисленных выше относительных потерь в решетках и с выходной скоростью (рис. 23). В этом случае относительные потери в сопловых решетках ξ_c не зависят от отношения u/c_ϕ . Относительные потери в рабочих решетках с ростом отношения u/c_ϕ от 0 до $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$, при котором получают максимальный кпд $\eta_{0,л}^{\text{max}}$, уменьшаются. Значение отношения $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ в наибольшей степени определяется зависимостью $\xi_{в,с}$ от u/c_ϕ .

Оптимальное отношение скоростей двухвенечной ступени определяют по формуле

$$(u/c_\phi)_{\text{опт}}^{\text{II}} = \varphi \cos \alpha_1 / 4. \quad (108)$$

В общем случае для m -венечной ступени

$$(u/c_\phi)_{\text{опт}}^m = \varphi \cos \alpha_1 / (2m). \quad (109)$$

Таким образом, отношение скоростей $(u/c_\phi)_{\text{опт}}^{\text{II}}$ для двух- и трехвенечных ступеней соответственно в два и три раза меньше, чем для одновенечной. Следовательно, применение многовенечных ступеней по сравнению с одновенечными позволяет при заданной окружной скорости лопаток перерабатывать большие теплоперепады. Располагаемый теплоперепад двух- и трехвенеч-

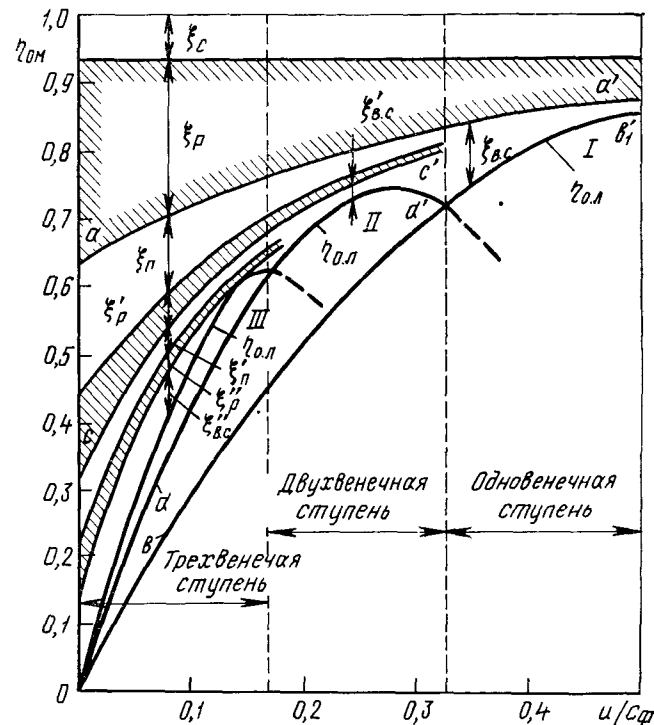


Рис. 23. Зависимость кпд $\eta_{0,л}$ и потерь энергии в решетках турбинных ступеней:

I — одновенечной, II — двухвенечной, III — трехвенечной

ных ступеней соответственно в четыре и девять раз больше, чем одновенечной.

При малых отношениях u/c_ϕ увеличение коэффициента полезного действия $\eta_{0,л}$ двух и трехвенечных ступеней по сравнению с одновенечной получают, используя кинетическую энергию с выходной скоростью соответственно из первого и второго рядов рабочей решетки. Одновенечные ступени целесообразны при отношении скоростей $u/c_\phi > 0,3$, двухвенечные — при $0,17 < u/c_\phi < 0,3$, а трехвенечные — при $u/c_\phi < 0,17$. Однако следует иметь в виду, что максимальный кпд многовенечных ступеней всегда меньше максимального кпд одновенечной ступени.

§ 13. Решетки турбин

Лопатки одной решетки устанавливают на равном расстоянии друг от друга. В одной решетке одинаковы размеры и тип профиля лопаток, их шаг t , угол и диаметр установки. Сектор кольцевой решетки показан на рис. 24. Если геометрические характеристики лопаток изменяются по высоте l (т. е. размеры и форма лопаток переменны по радиусу), их называют *лопатками переменного профиля* (иногда — закрученными, или винтовыми).

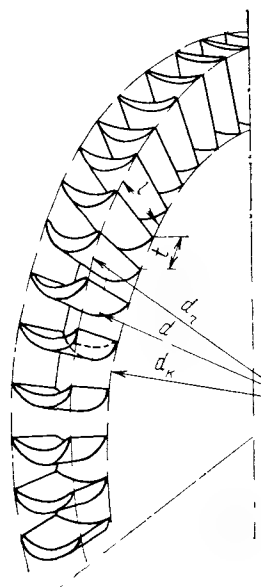


Рис. 24. Сектор кольцевой решетки

В случае, если профиль лопаток по радиусу не изменяется, их называют *цилиндрическими* или *лопатками постоянного сечения*. Аналогично называют решетки из таких лопаток. Если кольцевую решетку, показанную на рис. 24, расчленим цилиндрической поверхностью и полученное сечение развернуть на плоскость, получим так называемую *плоскую решетку профилей*, образующую сопловые (рис. 25, а) и рабочие (рис. 25, б) каналы, обозначения которых имеют на рис. 25, а, б соответственно индексы 1 и 2. Канал, образуемый соседними профилями, делится на три участка: входной — от линии входных кромок до сечения O' ; собственно канала — от сечения O' до расчетного выходного сечения O (в сужающихся решетках сечение O называется горлом); косога среза — от выходного сечения O до линии выходных кромок.

Выпуклую часть профиля называют *спинкой* или *стороной разрежения*, а вогнутую — *стороной давления*. Размеры профилей обозначают: хорду — b , ширину B , толщину выходной кромки — $\Delta_{кр}$. Кольцевая решетка имеет следующие геометрические характеристики: тип профиля лопаток, угол их установки α_y или β_y , высоту l , средний диаметр d и шаг $t = \pi d / z$ (где z — число лопаток). Для определения аэродинамических характеристик решеток прежде всего важны их относительные размеры: высота $\bar{l} = l/b$, шаг $\bar{t} = t/b$, длина $1/\theta = l/d$, толщина кромки $\bar{\Delta}_{кр} = \Delta_{кр}/O$, а также эффективный (геометрический) угол $\alpha_{1\theta} = \arcsin(O_1/t_1)$.

Изменяя формулу профиля лопаток, шаг и угол их установки, можно получить требуемую форму канала. Так, решетка, показанная на рис. 25, а, имеет суживающиеся каналы; их ширина на входе O'_1 значительно больше ширины O_1 на выходе. Решетка, показанная на рис. 25, б, имеет практически постоянное сечение каналов. Решетка с каналами, которые сначала сужают-

ся от O'_1 до $O_{1\min}$, а затем расширяются от $O_{1\min}$ до O_1 , показана на рис. 25, в. Такие решетки имеют каналы типа сопла Лавала и иногда используются при сверхзвуковых скоростях.

Основными параметрами сопловых и рабочих решеток, устанавливаемых в паровых турбинах, являются:

скорость пара на выходе из решетки (число Маха M) $M_{1t} = c_{1t}/a_1$ и $M_{2t} = \omega_{2t}/a_2$ (где a_1 и a_2 — скорости звука, определяе-

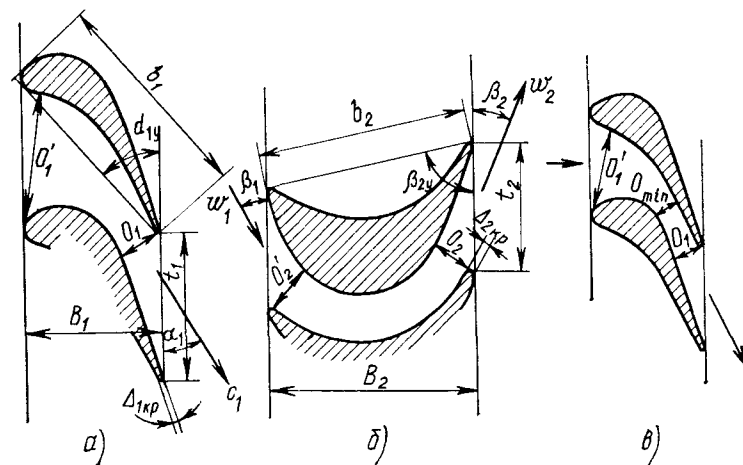


Рис. 25. Сопловые (а, в) и рабочие (б) каналы турбинных решеток и их геометрические характеристики

мые соответственно по параметрам пара на выходе из соответствующей решетки);

число Рейнольдса (число Re), характеризующее влияние сил вязкости, $Re = b_1 c_{1t} / \nu_1$ и $Re_2 = b_2 \omega_{2t} / \nu_2$ (где b_1 и b_2 — хорды; ν_1 и ν_2 — кинематические вязкости);

угол входа пара в решетку α_0 или β_1 ;

влажность пара $y = 1 - x$ (где x — степень сухости пара в соответствующих сечениях решеток).

Иногда кроме этих параметров используют также начальную степень турбулентности, неравномерность полей параметров, размеры капель влажного пара и др.

Применяемые в паровых турбинах решетки можно в зависимости от назначения, числа M , относительной высоты, веерности и других признаков разделить на несколько групп. Так, по назначению решетки турбин подразделяют на сопловые (рис. 26, а—г) и рабочие (рис. 26, д—з). В пределах каждого из этих типов решеток их можно разделить на несколько групп по числу Маха.

На заводах при изготовлении паровых турбин подбирают соответствующие аэродинамически отработанные профили, используя отраслевые нормали.

В зависимости от числа Маха принята следующая классификация сопловых и рабочих решеток:

типа А (дозвуковые) при $M < 0,7 \div 0,9$;

типа Б (околозвуковые) при $0,9 < M < 1,15$;

типа В (сверхзвуковые) при $1,1 < M < 1,3$;

типа Р (расширяющиеся — сопла Лавалья) при $M > 1,3 \div 1,5$.

Профили типа А (рис. 26, а, д) имеют обводы с плавно меняющейся кривизной и образуют межлопаточные каналы, плавно

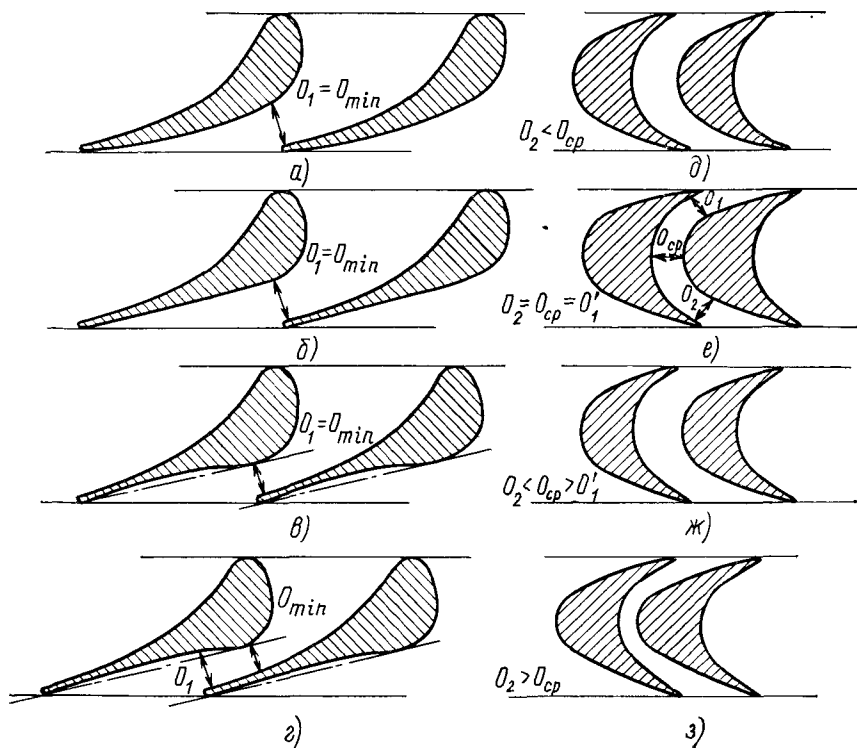


Рис. 26. Реактивные сопловые (а, б, в, г) и рабочие (д, е, ж, з) решетки

суживающиеся к выходу. Профили типа Б (рис. 26, б, е) имеют прямолинейные участки на спинке в косом срезе и образуют суживающиеся каналы. Профили типа В (рис. 26, в) имеют вогнутую поверхность спинки в косом срезе и образуют суживающиеся каналы. Профили типа Р (рис. 26, г, д) образуют каналы типа сопла Лавалья.

Принята следующая система обозначения решеток. Первая буква С или Р указывает назначение решетки (сопловая или рабочая), следующие за ней через дефис две первые цифры — расчетный угол входа в градусах, две вторые — угол выхода, а буква после них — тип решетки по числу Маха. Например, обозначение С-9015Б расшифровывается так: сопловая решетка с расчетным углом входа 90° , угол $\alpha_{10} = 15^\circ$, околозвуковая на число $0,9 < M < 1,15$.

Для расчета и проектирования турбинных ступеней необходимо знать энергетические и аэродинамические характеристики сопловых и рабочих решеток, важнейшими из которых являются:

коэффициенты потерь энергии $\xi_c = \Delta H_c / H_{0c}$ и $\xi_p = 2\Delta H_p / w_{2t}^2$ (или соответственно коэффициенты скорости $\varphi = \sqrt{1 - \xi_c}$ и $\varphi = \sqrt{1 - \xi_p}$);

коэффициенты расхода $\mu_1 = G_1 / G_t$ и $\mu_2 = G_2 / G_t$;

углы выхода потока α_1 и β_2 .

Энергетические и аэродинамические характеристики решеток зависят как от их геометрии, так и от режимных параметров. Существующие теоретические методы определения коэффициентов ξ , μ и угла выхода, особенно с учетом вязкости, сжимаемости, влажности, нестационарности и неравномерности потока, весьма громоздки, трудоемки и недостаточно точны. Поэтому в настоящее время аэродинамические характеристики определяют чаще всего опытным путем или на основании обобщения экспериментальных исследований.

Потери в решетках могут быть нескольких видов. Значительную долю составляют профильные потери, которые определяются в первую очередь трением пара в его пограничном слое и вихрями за выходной кромкой лопатки. Большие потери возникают также в концевых областях лопаток (концевые потери) вследствие трения пара на стенках, ограничивающих канал по высоте, и вихреобразования у концов лопаток. Кроме профильных и концевых возникают другие потери, например от взаимодействия решеток, влажности пара и т. д. Для оценочных расчетов турбинных ступеней в большинстве случаев принимают коэффициенты скорости $\varphi = 0,95 \div 0,97$ и $\psi = 0,90 \div 0,94$, а также коэффициенты расхода $\mu = 0,93 \div 0,98$ при работе на перегретом паре и $\mu = 0,94 \div 1,04$ — на влажном.

§ 14. Относительный внутренний кпд ступени

Рассмотренный ранее относительный лопаточный кпд ступени $\eta_{л.л.}$ характеризует качество ее решеток и потери энергии с выходной скоростью. В ступени есть и другие потери, которые называют дополнительными. К ним относят:

потери трения диска и лопаточного бандаж $\xi_{тр}$;

потери, связанные с парциальным подводом пара в ступени ξ_n ;

потери от протечек пара в зазорах между статором и ротором ξ_y ;

потери от влажности $\xi_{в.л.}$.

Учитывающий все эти потери КПД называют *относительным внутренним КПД ступени*

$$\eta_{oi} = \eta_{o.л} - \sum \xi_{доп} = \eta_{o.л} - \xi_{тр} - \xi_n - \xi_y - \xi_{в.л.}$$

Потери трения диска и лопаточного банджа. Трение между вращающимся диском и окружающим его паром возникает из-за того, что при вращении диск захватывает находящиеся вблизи от него частицы и сообщает им ускорение. При этом возникают силы аэродинамического сопротивления, на преодоление которых затрачивается мощность, называемая *мощностью трения* $P_{тр}$. Мощность, затрачиваемая на преодоление трения при вращении, будет тем больше, чем плотнее среда, в которой вращается диск, а также больше его поверхность и окружная скорость. Потери мощности на трение диска можно оценить по следующей формуле:

$$\Delta P_{тр} = k_{тр} u^3 d^3 / (2v), \quad (110)$$

где d и u — средний диаметр ступени и окружная скорость на этом диаметре; v — удельный объем пара.

Коэффициент $k_{тр}$ в этой формуле зависит от режима течения в камере между диском и неподвижными стенками, т. е. от числа $Re = ud/\nu$, размеров камеры, шероховатости поверхности диска, наличия разгрузочных отверстий в нем и др. Обычно $k_{тр}$ ступеней паровых турбин составляет $(0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$.

Относительные потери трения диска и банджа ступени характеризуются отношением мощности трения диска к располагаемой мощности ступени и определяются по формуле

$$\xi_{тр} = \frac{k_{тр} d}{\pi e l_1 \sin \alpha_{1э}} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3. \quad (111)$$

Следует отметить, что эти потери существенно зависят от режима работы ступени: они пропорциональны кубу отношения скоростей.

Потери, связанные с парциальным подводом пара. В турбинных ступенях иногда приходится применять парциальный подвод пара (см. § 8). Так как в парциальных ступенях пар подводят не по всей окружности, а только по ее части e , то на части дуги окружности $1-e$ в каналах рабочих решеток отсутствует активный поток пара и рабочая решетка работает как вентилятор. Мощность, затрачиваемая на вентиляцию «застойного» пара и отбираемая от ступени, пропорциональна расходу пара, участвующему в вентиляционном процессе, и работе, затрачиваемой на вентиляцию.

Количество вентилируемого пара пропорционально площади, не занятой сопловыми лопатками $(1-e)\pi d l_2$, и скорости u и обратно пропорционально удельному объему пара v_2 в камере диска, а работа вентиляции 1 кг пара пропорциональна квадрату скорости u^2 . Таким образом, потеря мощности на вентиляцию

$$\Delta P_v = k(1-e) d l_2 \left(\frac{u}{100} \right)^3 \frac{1}{v_2}. \quad (112)$$

Коэффициент k зависит от режимных и геометрических (размеров и формы камеры, в которой движутся лопатки) параметров. Значительно снизить потери мощности на вентиляцию можно, если на участке $1-e$, где нет подвода пара, закрыть рабочие лопатки 1 (рис. 27) защитным кожухом 2, который устанавливается в корпусе 3 турбины. При этом коэффициент k уменьшается в 2—3 раза.

Относительные потери энергии от вентиляции можно получить из формулы (112):

$$\xi_v = \frac{k_v(1-e-0,5e_{кож})}{\sin \alpha_{1э} e} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3 m. \quad (113)$$

где $e_{кож}$ — доля окружности, занимаемая противовентиляционным кожухом; m — число венцов (рядов рабочих лопаток) в ступени.

Помимо вентиляционных потерь в парциальных ступенях имеются также потери, связанные с необходимостью удалять застойный пар из рабочих каналов, когда они подходят к активной дуге подвода. В этих концевых зонах, кроме того, нарушается структура потока, что также приводит к дополнительным потерям. Обе эти группы потерь являются суммарными потерями на концах дуг подвода пара и называются сегментными потерями:

$$\xi_{сегм} = 0,25 \frac{B_2 l_2}{F_1} \left(\frac{u}{c_\phi} \right) \eta_{o.л} i, \quad (114)$$

где F_1 — площадь выхода из сопловой решетки, B_2 и l_2 — ширина и высота рабочих лопаток, i — число сопловых сегментов.

Произведение ширины рабочей лопатки на высоту $B_2 l_2$ при двухвенечной ступени заменяют суммой $B_2 l_2 + 0,6 B_2' l_2'$ (где B_2' и l_2' — ширина и высота рабочих лопаток второго ряда).

Таким образом, дополнительные потери, связанные с парциальностью, представляют собой сумму вентиляционных и сегментных потерь:

$$\xi_n = \xi_v + \xi_{сегм}. \quad (115)$$

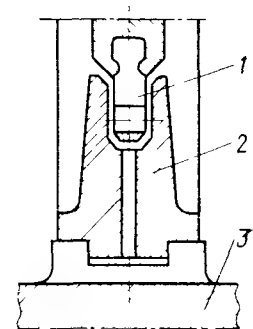


Рис. 27. Установка защитного кожуха в корпусе турбины:
1 — рабочие лопатки, 2 — защитный кожух, 3 — корпус турбины

Потери от утечек. Лабиринтовые уплотнения. Потери от утечек связаны с протечками пара через зазоры в ступенях. Так как этот пар не совершает полезной работы в ступени, то его энергия является потерянной. Потоки утечек пара в ступени турбины показаны на рис. 28. Основными являются: утечки пара между диафрагмой и валом $\Delta G_{д.у}$ (диафрагменная утечка); между диафрагмой и диском у корневого диаметра лопаток $\Delta G_{к.у}$ (корне-

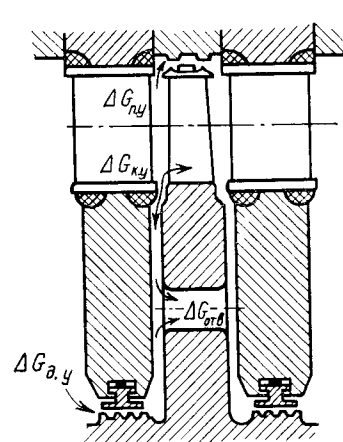


Рис. 28. Потоки утечек пара в турбинной ступени

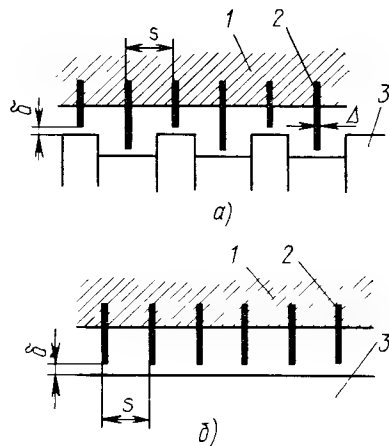


Рис. 29. Лабиринтовые уплотнения
а — ступенчатое, б — прямоточное; 1 — корпус турбины, 2 — гребни уплотнения, 3 — вал

вая утечка); между банджом вращающихся лопаток и корпусом турбины $\Delta G_{п.у}$ (периферийная утечка); через разгрузочные отверстия в диске $\Delta G_{отв}$. Кроме того, утечки могут возникать из-за недостатков конструкции турбины, в стыках между деталями (например, в разъеме половин диафрагм) и др.

Для уменьшения протечек через зазоры между статором и ротором турбины устанавливают лабиринтовые уплотнения, представляющие собой последовательный ряд узких кольцевых щелей и расширительных камер. Лабиринтовые уплотнения могут быть ступенчатыми (рис. 29, а) или прямоточными (рис. 29, б). Кольцевые гребни уплотнения 2, располагающиеся между неподвижным корпусом 1 и вращающимся валом 3, разделяя зазор δ на ряд камер шириной s . В узкой кольцевой щели поток ускоряется и его давление падает, а в камере за щелью скорость потока практически снижается до нуля. При этом кинетическая энергия гасится, переходя в теплоту, а энтальпия повышается до начального уровня. В следующих щелях и камерах процесс повторяется. Таким образом, давление по мере прохождения потока утечек через камеры уплотнения уменьшается. Эн-

тальпия пара при этом во всех камерах постоянна, так как теплота из уплотнения не отводится. Процессы изменения давления и энтальпии пара в h,s -диаграмме в лабиринтовом уплотнении с тремя гребнями показаны на рис. 30.

Если воспользоваться уравнением (49) определения расхода пара через сопло, то достаточно сложными преобразованиями при ряде допущений можно получить следующую формулу определения расхода утечек через лабиринтовое уплотнение:

$$\Delta G_y = k_y \mu_y F_y \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}} \sqrt{\frac{1 - \epsilon^2}{z}}, \quad (116)$$

где μ_y — коэффициент расхода уплотнения, зависящий от формы и размеров гребня; F_y — кольцевая площадь зазора; $\bar{p}_0$, $\bar{v}_0$ — давление и удельный объем пара перед уплотнением; $\epsilon = p_1/p_0$ — отношение давления пара за уплотнением к давлению перед ним; z — число гребней.

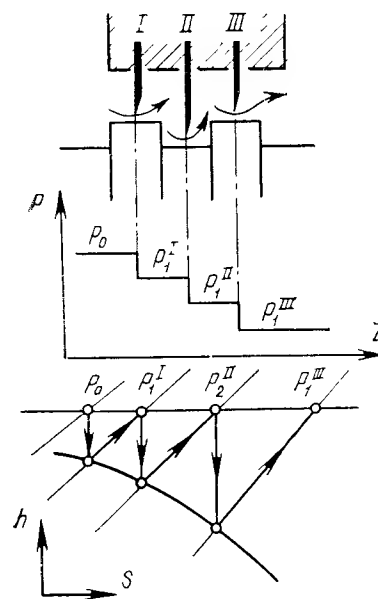


Рис. 30. h, s -диаграмма процессов изменения давления в энтальпии пара в лабиринтовом уплотнении

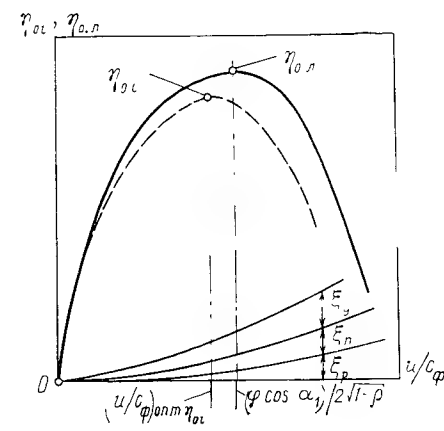


Рис. 31. Зависимость относительного внутреннего коэффициента η_{0i} от отношения скоростей u/c_ϕ

Коэффициент k_y ступенчатого уплотнения равен 1, а прямоточного — больше 1 и зависит от размеров, формы и числа гребней.

Снижение кпд ступени от утечек можно оценить, считая, что полностью теряется энергия массы пара ΔG_y , проходящего через уплотнение. При отсутствии утечек эта энергия могла быть преобразована в ступени в механическую энергию с коэффициентом

полезного действия $\eta_{0.л}$. Следовательно, относительные потери диафрагменной утечки

$$\xi_{л.у} \approx \frac{\Delta G_{л.у}}{G_1} \eta_{0.л}'' \quad (117)$$

Потери от корневой и периферийной утечек определяют аналогично.

Суммарные потери от утечек

$$\xi_y = \xi_{л.у} + \xi_{к.у} + \xi_{п.у} \quad (118)$$

С учетом потерь трения, парциальности и от утечек кпд ступени, работающей на перегретом паре,

$$\eta_{0.л}'' = \eta_{0.л} - \xi_{тр} - \xi_{п} - \xi_y.$$

Зависимость $\eta_{0.л}$ от отношения скоростей $u/c_{ф}$ показана на рис. 31. Построим на этом графике зависимости $\xi_{тр}$, $\xi_{п}$ и ξ_y от $u/c_{ф}$. После вычитания этих потерь из коэффициента $\eta_{0.л}$ получим зависимость $\eta_{0.л} = f(u/c_{ф})$. Как видно из рис. 31, дополнительные потери не только снижают эффективность ступени, но и уменьшают оптимальное отношение скоростей $(u/c_{ф})_{opt}$. Следовательно, теплоперепад ступени необходимо выбирать большим, чем подсчитанный по формуле (105), в которой не учитываются потери трения, парциальности и от утечек.

§ 15. Влияние влажности на работу турбинной ступени

Последние ступени конденсационных турбин ТЭС, а также большинство (или все) ступеней турбин АЭС работают в области влажного пара.

Термодинамически равновесный влажный пар массой m представляет собой двухфазную среду, состоящую из кипящей жидкости массой m' , и сухого насыщенного пара массой m'' . Одной из определяющих характеристик влажного пара является степень сухости, представляющая собой отношение массы сухого насыщенного пара к массе влажного:

$$x = m''/(m' + m'').$$

При расчете течения влажного пара часто используют понятие степени влажности $y = 1 - x$.

Жидкость может существовать в потоке влажного пара в зависимости от дисперсности (степени раздробленности на частицы) в виде мелкодисперсной (туман) и крупнодисперсной (капли воды различных диаметров) влаги, пленки, образующейся на твердых поверхностях (например, профилях лопаток) и движущихся по ним струй, срывающихся с поверхностей проточной части. Кроме того, двухфазная среда может находиться в различных состояниях: устойчивого термодинамического равновесия;

временного неустойчивого (так называемого метастабильного) равновесия (переохлажденный пар или перегретая вода); фазового перехода (конденсация или испарение).

Течение влажного пара в турбинных решетках имеет по сравнению с течением перегретого пара ряд особенностей. Так, его расширение иногда происходит с запаздыванием конденсации, приводящим к переохлаждению, которое может быть различным не только вдоль по потоку, но и в поперечном направлении — по шагу решетки, а также по ее высоте. На входе в решетку влага может иметь различную дисперсность. Капли разных диаметров имеют неодинаковые траектории, а также различные скорости и углы течения, отличающиеся от скоростей и углов течения паровой фазы. Внутри потока пара могут образовываться новые капли, которые испаряются и разрушаются, переходят в пленку. При этом в канале происходит трение, тепло- и массообмен между фазами.

В результате этого сложного процесса изменяются (по сравнению с однофазной средой) истинные параметры потока, в частности скорости, углы, коэффициенты потерь и расхода. Таким образом, можно считать, что потери энергии в решетках, работающих на влажном паре, возрастают на дополнительные потери от влажности $\xi_{вл}$.

Относительный внутренний кпд $\eta_{0.л}$ ступени, работающей на влажном паре, уменьшается не только из-за увеличения потерь в решетках, но и вследствие других явлений, которые возникают с появлением влажности. Основными из них являются:

потери энергии на разгон влаги в зазоре между сопловой и рабочей решетками, так как скорость жидкой фазы меньше, чем паровой;

ударное, тормозящее действие частиц жидкости, попадающих на рабочие лопатки;

увеличение потерь энергии в периферийной зоне вращающихся рабочих лопаток, в которых происходит отбрасывание влаги к периферии (сепарация) и обратно к сопловым лопаткам;

дополнительные потери энергии в ступенях, в которых организована специальная сепарация влаги из проточной части; при этом неизбежно уносится из ступени вместе с частицами воды часть пара и, следовательно, его энергия пара не используется.

Можно назвать также другие особенности течения влаги в турбинной ступени.

Физические явления, приводящие к дополнительным потерям от влажности, еще не изучены до такой степени, чтобы предложить теоретическую расчетную формулу определения суммарных потерь. В настоящее время широко используют приближенную формулу

$$\xi_{вл} = a(y_0 + y_2)^2, \quad (119)$$

где y_0 и y_2 — степени влажности пара на входе в ступень и вы-

ходе из нее; $a=0,4\div 1,4$ — коэффициент, зависящий от конструкции ступени, ее параметров и условий работы.

Так же как и другие дополнительные потери, коэффициент $\xi_{вл}$ не только снижает кпд ступени, но и уменьшает отношение (u/c_ϕ) . Следовательно, учитывая потери от влажности, необходимо выбирать больший располагаемый теплоперепад ступени, чем для ступени, работающей на перегретом паре. Кроме ухудшения экономичности появление влаги в ступенях снижает также надежность агрегата вследствие возникновения эрозии лопаток и корпусных деталей.

Разрушение поверхностных слоев металла частицами влаги, называемое эрозией, возникает при более или менее продолжительной работе турбины на влажном паре. В результате эрозии поверхность лопаток и других элементов разрушается, становится неровной (выступы, раковины). Эрозионные повреждения резко ухудшают газодинамические характеристики турбины, что, естественно, снижает ее экономичность. При значительных эрозионных разрушениях нарушаются вибрационные и прочностные характеристики лопаток, что может привести к их поломкам.

Предупреждают эрозию двумя путями. Первый — это уменьшение влажности и ударного воздействия капель в результате повышения температуры, применения промежуточного перегрева и эффективной системы внешней и внутренней сепарации, а также увеличения зазора между сопловой и рабочей решетками и снижения окружной скорости на периферии, где эрозия особенно интенсивна. Вторым путем — это применение специальных материалов, накладок, термообработки, повышающих эрозионную стойкость деталей турбин.

Контрольные вопросы

1. Из каких основных элементов состоит турбинная ступень?
2. Какие виды энергии преобразуются в сопловой и рабочей решетках?
3. Что такое степень реактивности турбинной ступени?
4. Назовите потери энергии в турбинной ступени.
5. Чем отличаются относительные лопаточный и внутренний кпд ступени?
6. Какие характеристики ступени определяют оптимальное отношение скоростей u/c_ϕ ?
7. Как влияет степень реактивности ступени на ее оптимальный теплоперепад?
8. Каковы особенности двухвальной ступени?
9. Какие геометрические и режимные параметры влияют на экономичность турбинных решеток?
10. Почему влажность пара снижает экономичность и надежность работы ступени?

Глава четвертая

МНОГООРУПЕНЧАТЫЕ ТУРБИНЫ

§ 16. Процесс расширения пара в многоступенчатой турбине

Теплоперепад одной ступени, соответствующий максимальному кпд, как это отмечалось, зависит от оптимального отношения скоростей $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$. Оптимальное отношение скоростей одновальных ступеней $(u/c_\phi)_{\text{опт}} = \varphi \cos \alpha_{13} / (2 \sqrt{1-\rho})$ с различной сте-

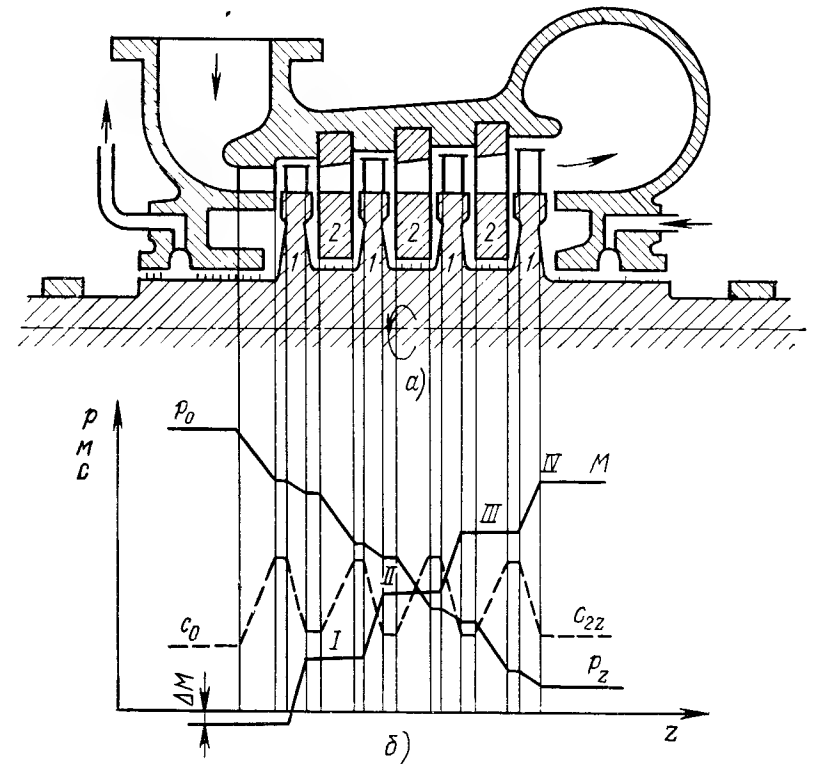


Рис. 32. Многоступенчатая активная турбина (а) и изменение давлений, крутящих моментов и скоростей по ее ступеням (б)
1 — рабочие колеса, 2 — диафрагмы; I—IV — ступени турбины

пенью реактивности ρ и разными углами α_{13} изменяется в пределах от 0,45 до 0,75. Окружная скорость ограничена условиями прочности диска или барабана $u_{\text{max}} = 140\div 210$ м/с.

Зная отношения скоростей u/c_ϕ и окружную скорость u , легко обнаружить, что наибольший теплоперепад, срабатываемый в

одной ступени $(H_0^{ст})_{\max} = c^2_{ф}/2 = [u/(u/c_{ф})_{\text{опт}}]^2/2$, равен примерно 20—100 кДж/кг. При этом в реактивной ступени срабатываются меньшие теплоперепады.

В современных паровых турбинах для привода электрического генератора располагаемый теплоперепад $H_0^т = 800 \div 1800$ кДж/кг может быть сработан с приемлемой экономичностью только в ряде последовательно расположенных ступеней, т. е. в многоступенчатой турбине.

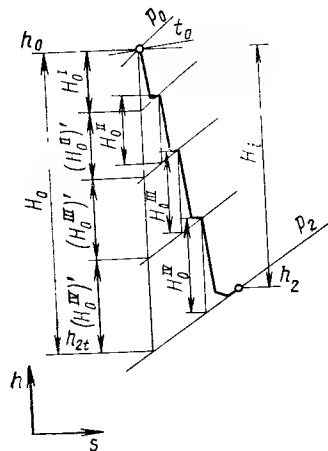


Рис. 33. h, s -диаграмма процесса расширения пара в многоступенчатой турбине

По мере понижения давления и расширения пара растут его удельные объемы. Для пропуска возрастающих объемов пара от ступени к ступени увеличиваются диаметры и проходные сечения сопловых и рабочих решеток.

В многоступенчатой реактивной турбине (рис. 34) сопловые лопатки 1 закреплены непосредственно в ее корпусе. Рабочие лопатки 2 установлены непосредственно на барабане, так как при диафрагменной конструкции в этом случае появлялись бы большие осевые усилия на диски ротора. При большом числе ступеней их не удастся разместить в одном корпусе, поэтому современные конденсационные турбины большой мощности выполняются в нескольких корпусах.

Многоступенчатые турбины имеют ряд преимуществ перед одноступенчатыми. Так, для каждой ступени можно выбрать теплоперепад, при котором для умеренной окружной скорости обеспечивается оптимальное отношение скоростей, а следовательно, высокий кпд турбины. Уменьшение теплоперепада и диаметра ступени при заданной частоте вращения приводит к увеличению высоты лопаток, что снижает концевые потери в решетках. Кинетическая энергия с выходной скоростью предыдущей ступени

может быть частично или полностью использована в последующей, что увеличивает располагаемый теплоперепад большинства ступеней. В результате того что потери энергии в предыдущей ступени повышают температуру пара на входе в последующую ступень, располагаемый теплоперепад последующей ступени повышается: $H_0^{II} > (H_0^{II})'$, ..., $H_0^{(2)} > (H_0^{(2)})'$ (см. рис. 33), при этом отношение суммы теплоперепадов H_0 к сумме теплоперепадов

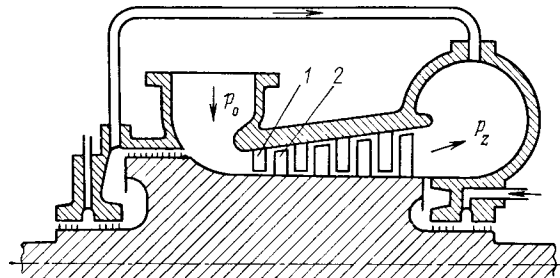


Рис. 34. Многоступенчатая реактивная турбина:

1 — сопловые лопатки, 2 — рабочие лопатки

H_0' называют коэффициентом возврата теплоты $q_{в.т.}$. Многоступенчатая турбина может иметь отборы пара на регенеративный подогрев питательной воды, а также промежуточный перегрев пара (и сепарацию — в турбинах АЭС), что существенно повышает абсолютный кпд паротурбинной установки.

Основными недостатками многоступенчатых турбин являются сложность конструкции и рост стоимости изготовления с увеличением числа ступеней и появление дополнительных потерь, которых нет (или они незначительны) в одноступенчатых (например, потери от утечек через переднее концевое уплотнение и от диафрагменных утечек).

§ 17. Выбор конструкции проточной части. Предельная мощность однопоточной турбины

Для расчета и выбора конструкции турбины задают: номинальную электрическую мощность турбогенератора $P_э$; начальные параметры пара — давление p_0 и температуру t_0 ; температуру $t_{пп}$ и давление $p_{пп}$ пара после промежуточного перегревателя; давление отработавшего пара p_2 (p_k); температуру питательной воды $t_{п.в.}$. В большинстве случаев частоту вращения n также считают заданной величиной.

После выбора и расчета тепловой схемы паротурбинной установки получают расходы пара во всех ступенях, а также в регенеративных подогревателях. Для достижения высокой экономичности турбины ее ступени должны быть рассчитаны на оптимальное отношение скоростей $u/c_{ф.}$. Кроме того, следует избегать

парциального подвода пара в ступенях, если высота сопловых и рабочих лопаток достаточна.

Это приводит к большому числу ступеней паровой турбины. Кроме того, между опорами турбины возрастает расстояние и возможна значительная деформация ее корпуса под действием веса и эксплуатационных нагрузок. Поэтому мощные конденсационные турбины имеют несколько корпусов — цилиндров; по одному высокому (ЦВД) и среднего (ЦСД) и двух-трех двухпоточных низкого (ЦНД) давления. При выборе количества цилиндров турбины не следует забывать, что многоцилиндровые турбины дороже одноцилиндровых.

Конструкция ступеней турбины в большой степени зависит от объемного расхода пара — произведения его массового расхода на удельный объем, т. е. Gv . В конденсационных турбинах ТЭС и АЭС удельный объем пара по потоку может увеличиваться в 1000—2500 раз. Современные конденсационные турбины имеют четыре группы ступеней: регулируемую; первые нерегулируемые, работающие в турбинах небольшой мощности при малых объемах расхода пара; промежуточные, в которых объемные расходы достаточно велики; последние, работающие в части низкого давления мощных конденсационных турбин при очень большом объеме расхода пара.

Регулирующая ступень — это первая ступень турбины при сопловом парораспределении. При дроссельном парораспределении эта ступень отсутствует. Способы парораспределения, в том числе сопловое и дроссельное, будут подробно рассмотрены в § 22. Что касается других групп ступеней, то приведенная классификация довольно условна, но при расчетах и конструировании этих ступеней имеется ряд особенностей, которые оправдывают ее.

Выбор типа регулирующей ступени (одновенечная или двухвенечная) зависит от ее теплоперепада H_0 , который, в свою очередь, определяют, учитывая особенности переменного режима работы турбины. Экономичность двухвенечной ступени ниже, чем одновенечной, но ЦВД такой турбины проще и дешевле, так как существенно снижается температура в камере регулирующей ступени и уменьшается число ступеней. Кроме того, существенно уменьшается утечка через переднее концевое уплотнение. В современных мощных паровых турбинах ТЭС в качестве регулирующей применяют одновенечную ступень, так как преимущества высокого теплоперепада по технико-экономическим расчетам не оправдывают снижения кпд.

Первые нерегулируемые ступени турбин небольшой мощности (ступени с малым объемным пропуском пара) трудно выполнить с лопатками достаточной высоты, которую определяют по формуле

$$l_1 = Gv_{1t} / (v_1 \pi \text{dec}_{1t} \sin \alpha_{1s}). \quad (120)$$

Высота лопаток может быть увеличена применением решеток с малыми углами выхода ($\alpha_{1s} = 11 \div 12^\circ$ — для активных и $\alpha_{1s} = 14 \div 15^\circ$ — для реактивных ступеней), уменьшением среднего диаметра d (что увеличивает число ступеней) и введением парциальности $e < 1$.

Промежуточные ступени и первые нерегулируемые ступени мощных турбин имеют сравнительно большие объемные расходы пара, а следовательно, относительно высокие лопатки, однако не предельной высоты. В этих ступенях относительно легко обеспечить высокий кпд, а также достаточную механическую прочность и жесткость лопаток и дисков.

Последние ступени мощных конденсационных турбин имеют лопатки большой высоты, механическая прочность которых поэтому предельна. Размерами последней ступени определяется предельный расход пара через нее, а следовательно, предельная мощность одного потока конденсационной турбины. Предельная мощность однопоточной турбины

$$P_l = m G_k H_0 \eta_{0l}, \quad (121)$$

где G_k — расход пара в конденсаторе; $m = 1, 1.1, 1.25$ — коэффициент, учитывающий выработку мощности потоками пара, отбираемого для регенеративного подогрева питательной воды.

Расход пара можно определить по формуле

$$G_k = \pi d_2 l_2 c_2 \sin \alpha_2 / v_2. \quad (122)$$

Учитывая, что угол выхода абсолютной скорости c_2 , выбирают $\alpha_2 \approx 90^\circ$ и, обозначим через $\Omega = \pi d_2 l_2$ осевую (кольцевую) площадь выхода из ступени, получим

$$G_k = \Omega c_2 / v_k. \quad (123)$$

Скоростью c_2 определяется потеря энергии с выходной скоростью в последней ступени $\Delta H_{в.с} = c_2^2 / 2$, которая существенно сказывается на кпд всей турбины. Удельный объем пара v_2 зависит от давления в конденсаторе p_k и характеристики выхлопного патрубка. При технико-экономических расчетах параметров c_2 и v_2 учитывают, с одной стороны, экономию теплоты при снижении давления p_k и уменьшении скорости c_2 , а с другой — удорожание конденсационной установки и самой турбины при работе на более глубоком вакууме. Обычно давление p_k выбирают от 3,5—5 до 9 кПа, а потери с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ от 20 до 50 кДж/кг (при $c_2 = 200 \div 300$ м/с). При заданной частоте вращения ротора максимальная кольцевая площадь ступени Ω ограничивается прочностью рабочих лопаток.

В корне лопаток постоянного сечения напряжения растяжения

$$\sigma_p = c_{\text{л}} / F_{\text{л}} = \rho_m F_{\text{л}} l_2 \omega^2 d_2 / (2 F_{\text{л}}) = 2 \rho_m l_2 \pi n^2 d_2 = 2 \rho_m \Omega \pi n^2, \quad (124)$$

где $C_{\text{л}}$ — центробежная сила, $F_{\text{л}}$ — площадь профиля и ρ_m —

плотность материала лопатки; ω и n — угловая скорость и частота вращения ротора турбины.

Обычно рабочие лопатки последних ступеней выполняют с уменьшающимся к периферии сечением профиля. Напряжения растяжения этих лопаток в корневом сечении снижается, что учитывается коэффициентом разгрузки $K_{\text{раз}} = 2,3 \div 2,4$. В этом случае напряжения растяжения

$$\sigma_p = 2\rho_m \pi n^2 \Omega / K_{\text{раз}}, \quad (125)$$

откуда кольцевая площадь ступени

$$\Omega = K_{\text{раз}} \sigma_p / (2\pi n^2 \rho_m). \quad (126)$$

Подставив площадь Ω из формулы (126), расход G_K из формулы (123) и скорость $c_2 = \sqrt{2\Delta H_{\text{в.с}}}$ в формулу (121), получим мощность

$$P_i^I = \frac{1}{\sqrt{2}\pi} m H_0 \eta_{oi} \frac{K_{\text{раз}} \sigma_p \sqrt{2\Delta H_{\text{в.с}}}}{\rho_m v_k n^2}. \quad (127)$$

Значение σ_p определяется допустимыми напряжениями растяжения материала лопатки, которые у нержавеющей стали равны 450 МПа. При частоте вращения ротора турбины $n=50$ 1/с предельная кольцевая площадь ступени с рабочими лопатками, изготовленными из нержавеющей стали, $\Omega \approx 8,6 \text{ м}^2$.

В качестве примера в табл. 3 приведены предельные мощности одного потока турбин с различными начальными давлениями

Таблица 3. Предельные мощности однопоточных турбин при $p_k = 4 \text{ кПа}$ и $n = 50 \text{ с}^{-1}$

Начальные параметры пара		Температура пара промпрегрева, °С	Удельный расход		Предельная мощность, МВт, при потерях с выходной скоростью, КДж/кг	
давление, МПа	температура, °С		теплоты, КДж/кг	пара в конденсаторе, кг/(кВт·ч)	23,0	36,5
2,84	400	—	3,08	3,46	53,4	57,4
8,83	535	—	2,46	2,43	76,0	96,0
12,75	565	565	2,21	2,01	92,0	116,0
23,5	580	—	2,07	1,78	104,0	131,0
29,4	650	569/569	1,945	1,57	118,0	148,0
5,9	Сухой пар	260	3,16	3,53	52,4	66,0

и температурами при $n=50$ 1/с, $p_k=4$ кПа и двух значениях потерь с выходной скоростью, последние рабочие лопатки которых изготовлены из нержавеющей стали. Если последние рабочие лопатки изготовить из титанового сплава, то предельная мощ-

ность одного потока при $n=50$ 1/с может достигать 200 МВт. В настоящее время предельные размеры турбинных лопаток из стали и титанового сплава (при $n=50$ 1/с) соответственно составляют 950—1050 и 1200 мм.

Если выбрана тепловая схема, подобран материал для последних лопаток и определены удельный объем v_k и потери с выходной скоростью $\Delta H_{\text{в.с}}$, единственным способом повышения мощности одного потока является снижение частоты вращения ротора.

Общая мощность турбины может быть повышена применением нескольких потоков. Для примера на рис. 35 показана схема

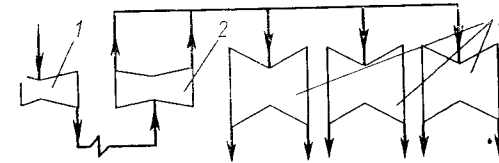


Рис. 35. Схема пятицилиндровой турбины К-1200-240 ЛМЗ:

1 — цилиндр высокого давления, 2 — цилиндр среднего давления, 3 — цилиндр низкого давления

пятицилиндровой турбины К-1200-240 ЛМЗ, состоящей из одного цилиндра высокого давления 1, одного двухпоточного цилиндра среднего давления 2 и трех двухпоточных цилиндров низкого давления 3. Необходимо отметить, что число потоков выхлопов пара в конденсатор ограничено, так как турбину более чем с пятью цилиндрами изготовить в настоящее время не удастся.

§ 18. Распределение теплоперепадов между ступенями

Исходными для определения теплоперепадов отдельных ступеней являются следующие параметры: начальные давление и температура пара и его расход; давление в конденсаторе; давление и температура промежуточного перегрева; давление, температура и расход пара на регенеративный подогрев питательной воды и др.

Вначале выбирают количество цилиндров турбины. Мощные конденсационные турбины высокого давления, как правило, состоят из одного ЦВД, одного ЦСД и нескольких двухпоточных ЦНД. Зная из тепловой схемы параметры пара перед каждым цилиндром и за ними, рассчитывают теплоперепады ступеней отдельно для каждого цилиндра, а иногда и отдельно для группы ступеней, составляющих отсек между отборами пара. Прежде чем приступить к непосредственному расчету распределения теплоперепадов между ступенями, оценивают размеры первой регулируемой и последней ступеней цилиндра.

Размеры первой нерегулируемой ступени ЦВД можно определить, предварительно задавшись ее средним диаметром, по формуле (120). Зная диаметр ступени, можно рассчитать и предполагаемый теплоперепад

$$\bar{H}_0 = [\pi d n / (u/c_\Phi)]^2 / 2. \quad (128)$$

Размеры последней ступени определяют по уравнению неразрывности

$$G = (F_2 c_2 / v_2)_1 = (F_2 c_2 / v_2)_z, \quad (129)$$

где индексами 1 и z отмечены соответственно первая и последняя ступени.

Приняв теплоперепады, скорости и углы потока в решетках одинаковыми, получим

$$(l_2 d_2)_z = (l_2 d_2)_1 \frac{(v_2)_z}{(v_2)_1}. \quad (130)$$

Зная закон изменения диаметров ступеней, например считая корневой диаметр постоянным, т. е.

$$(d_2)_z = d_k + (l_2)_z, \quad (131)$$

получим, решив систему из двух уравнений (130) и (131), два неизвестных — высоту $(l_2)_z$ и средний диаметр $(d_2)_z$ последней ступени.

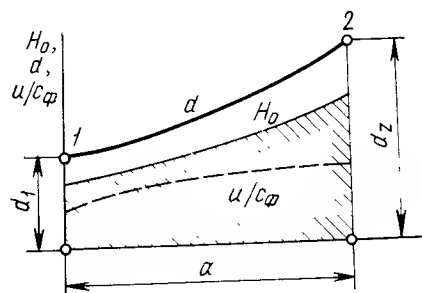
Для оценки размеров последней ступени ЦВД зададим отношение ее диаметра к длине лопатки $\theta_z = d_{2z}/l_{2z}$ и определим средний диаметр последней ступени и длину лопатки

$$d_{2z} = \sqrt{\Omega \theta_z / \pi}; \quad l_{2z} = d_{2z} \theta. \quad (132)$$

Кольцевую площадь ступени Ω определяют по формуле (126). Верность θ_z последней ступени должна быть больше 2,7.

После оценки размеров первой и последней ступеней определяют количество нерегулируемых ступеней, их диаметры и располагаемые теплоперепады.

Рис. 36. Диаграмма расчета количества ступеней турбины и распределения теплоперепадов между ними



Порядок расчета количества ступеней и распределения теплоперепадов между ними наиболее наглядно можно рассмотреть, используя графоаналитический метод.

Построим диаграмму, показанную на рис. 36. Для этого отметим на оси абсцисс произвольный отрезок a и отложим по оси ординат диаметры первой нерегулируемой d_1 и последней d_z ступеней, получив точки 1 и 2. Соединим эти точки линией a, которая будет соответствовать плавному изменению диаметров ступеней турбины. На этой же диаграмме проведем линию изменения отношения скоростей u/c_Φ по ступеням турбины так, чтобы это отношение было близко к оптимальному. Если известны диаметр d и отношение скоростей u/c_Φ , можно по формуле (128) определить теплоперепады H_0 . Нанесем на диаграмму линию H_0 и найдем среднее по проточной части значение теплоперепада H_0^{cp} . Определим количество ступеней турбины

$$z = H_0^T (1 + q_{в.т.}) / H_0^{cp}, \quad (133)$$

где H_0^T — располагаемый теплоперепад всех ступеней цилиндра и $q_{в.т.}$ — коэффициент возврата теплоты, которые известны.

После округления количества ступеней z до целого, разделив отрезок a на z—1 частей, определим по диаграмме теплоперепады каждой ступени и запишем их значения в таблицу, составленную по образцу табл. 4.

Таблица 4. Распределение теплоперепадов по ступеням турбины

Ступень		Теплоперепад по ступеням	
номер	диаметр	предварительный	окончательный
1	d_1	$H_{0(1)}$	$H_{0(1)} + \Delta/z$
2	d_2	$H_{0(2)}$	$H_{0(2)} + \Delta/z$
⋮	⋮	⋮	⋮
z—1	d_{z-1}	$H_{0(z-1)}$	$H_{0(z-1)} + \Delta/z$
z	d_z	$H_{0(z)}$	$H_{0(z)} + \Delta/z$
Сумма		ΣH_0	$\Sigma H_0 + \Delta$

Суммы предварительных и окончательных теплоперепадов всех ступеней часто не совпадают. Пусть разность составляет Δ . Тогда $\Sigma H_0 + \Delta = H_0^T (1 + q_{в.т.})$. Разделив разность Δ на количество ступеней z, получим окончательные теплоперепады каждой ступени.

Такое определение теплоперепадов ступеней позволяет детально рассчитывать их параметры и размеры. Однако это не исключает корректировки теплоперепадов и диаметров ступеней для обеспечения наибольшей плавности проточной части.

§ 19. Осевое усилие на упорный подшипник турбины

Под действием пара в турбине возникает сила, стремящаяся сдвинуть ее ротор в осевом направлении (обычно в сторону движения пара). Для удержания ротора турбины в определенном по отношению к ее неподвижным частям положении служит упорный подшипник. Надежность работы турбины в большой степени зависит от работоспособности упорного подшипника, воспринимающего результирующее осевое усилие.

Осевое усилие, действующее на ротор многоступенчатой турбины, появляется в результате разностей давлений, возникающих: по обе стороны рабочих лопаток; по обе стороны дисков рабочих колес; на разных диаметрах вала (уступах ротора и втулках уплотнений) как внутри проточной части, так и на участках наружных (концевых) уплотнений; в гребнях диафрагменного и периферийного уплотнений.

Значения этих составляющих осевого усилия зависят от степени реактивности, веерности ($\theta = d/l$), конструктивного оформления ступеней (осевые и радиальные зазоры, тип и размеры уплотнений и др.) и режимных параметров (чисел M и Re , отношения u/c_{ϕ}), которые, в свою очередь, определяются коэффициентами расхода. Достоверность определения как суммарного осевого усилия, так и отдельных его составляющих зависит от точности определения давлений в соответствующих камерах (сечениях) проточной части турбины. Однако эти давления, во-первых, не постоянны по высоте лопаток, радиусу дисков и длине уплотнений и, во-вторых, в настоящее время определяются приближенно.

Осевое усилие изменяется с изменением режима работы турбины, так как при этом изменяется распределение давлений по ступеням. При этом следует отличать стационарные осевые усилия, характерные при длительной работе турбины на заданных различных режимах (переменные режимы), от осевых усилий, изменяющихся во времени и возникающих в течение перехода от одного режима на другой (переходные процессы). Кроме того, осевые усилия изменяются в процессе эксплуатации (из-за отложений в проточной части — изменения площадей сопловой и рабочих решеток, износа уплотнений), а также при реконструкциях турбины.

Как показывают многочисленные исследования, при некоторых условиях значения осевых усилий могут значительно увеличиваться по сравнению со значениями на расчетных режимах. Такие условия возникают при понижении температуры пара, открытии перегрузочного клапана, сбросе и набросе нагрузки, изменении частоты вращения, реакции со стороны приводимой машины и др.

Полное осевое усилие, действующее на ротор, определяется суммированием усилий, возникающих в каждой ступени, а также действующих на уступы ротора и уплотнения, расположенные вне проточной части ступеней.

Для уменьшения осевого усилия в дисках турбин выполняют разгрузочные отверстия. Иногда применяют так называемый

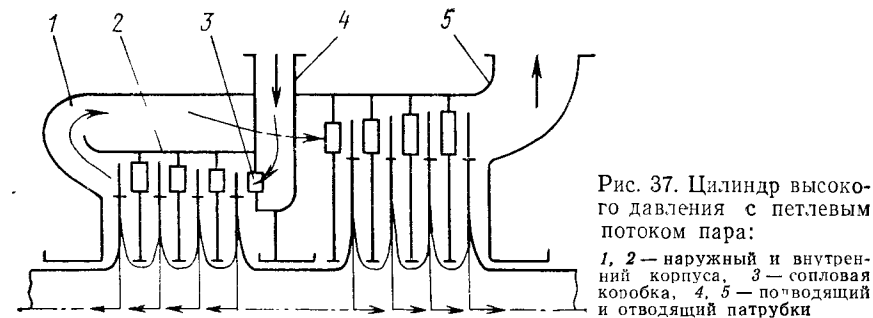


Рис. 37. Цилиндр высокого давления с петлевым потоком пара:

1, 2 — наружный и внутренний корпус, 3 — сопловая коробка, 4, 5 — подвод и отводящий патрубки

разгрузочный поршень, в качестве которого служит первый отсек переднего концевого уплотнения увеличенного диаметра. Разгрузить упорный подшипник можно применением ЦВД с петлевым потоком пара (рис. 37). При этом пар через подводящие патрубки 4 подается в сопловые коробки 3, затем протекает справа налево через группу ступеней, расположенных во внутреннем корпусе 2, делает поворот на 180° и проходит между наружным 1 и внутренним 2 корпусами, попадает во второй отсек ЦВД и через отводящий патрубок 5 выводится из цилиндра.

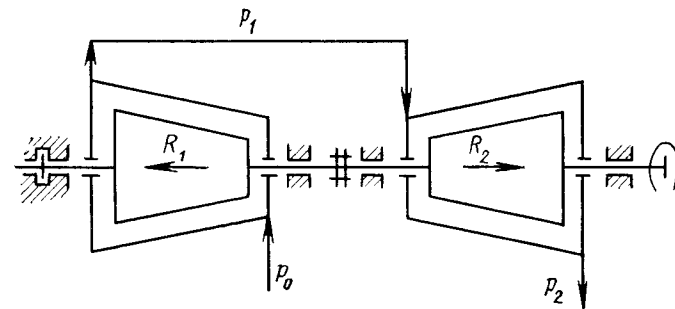


Рис. 38. Уравнивание осевых усилий в соседних цилиндрах с противоположными направлениями потока пара

В конденсационных паровых турбинах без промежуточного перегрева уравнивание осевых усилий происходит в результате противоположных направлений потоков в соседних цилиндрах (рис. 38). При этом суммарное осевое усилие равно разно-

сти R_1 и R_2 . Этот способ не дает эффекта при переходных режимах турбин, имеющих промперегрев, вследствие большой инерционности парового объема трубопроводов промперегрева. В момент перехода с одного режима на другой из-за одновременности изменения давлений в цилиндрах усилия не уравниваются.

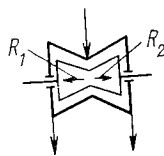


Рис. 39. Схема двухпоточного ЦНД

Наиболее эффективным способом разгрузки упорного подшипника является применение двухпоточных ЦНД с симметричной проточной частью (рис. 39). При этом суммарное осевое усилие в цилиндре, определяющееся разностью усилий R_1 и R_2 , равно нулю. Однако на практике полной симметрии добиться невозможно, поэтому даже в таких ЦНД возникают незначительные осевые усилия.

Контрольные вопросы

1. Почему применяют многоступенчатые турбины?
2. Что такое возврат теплоты?
3. На какие группы подразделяют ступени многоступенчатых турбин?
4. Чем определяется предельная мощность однопоточной многоступенчатой турбины?
5. Из каких составляющих складывается осевое усилие, действующее на ротор турбины и как его уменьшают?

Глава пятая

ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Тепловой расчет, по которому определяют размеры решеток и ступеней турбин, выполняют по экономической мощности $P_{э\text{эк}}$, т. е. мощности, соответствующей наибольшей экономичности турбины. Для турбин, работающих в достаточно широком диапазоне изменения нагрузки, в качестве расчетной принимают мощность, равную 0,8—0,9 номинальной. Мощные турбины, которые предполагается эксплуатировать при полной нагрузке в течение продолжительного времени, обычно имеют близкую к номинальной расчетную мощность $P_{э\text{эк}} = (0,9 \div 1,0) P_{\text{ном}}$. Турбины для АЭС, как правило, проектируются при условии равенства этих мощностей: $P_{э\text{эк}} = P_{\text{ном}}$.

Основным требованием, предъявляемым к ТЭС и ТЭЦ, является высокая надежность, т. е. бесперебойное производство электрической и тепловой энергии в соответствии со спросом потребителей и диспетчерскими графиками нагрузки. Это требование особенно важно потому, что электроэнергия в отличие от продукции других отраслей промышленности не запасается, а потребляется в процессе производства.

При проектировании и изготовлении турбин размеры решеток и ступеней рассчитывают для одного режима. Однако при эксплуатации значительную часть времени турбины работают с изменяющимися расходами пара. Возможны также различные отклонения параметров пара, занос солями проточной части, работа с удаленными лопатками и нарушенной геометрией решеток из-за подгиба кромок лопаток или их эрозионного разрушения. Поэтому необходимо знать, как изменяется при изменении режима экономичность и надежность турбины.

§ 20. Влияние изменения расхода пара на распределение давлений и теплоперепадов по ступеням турбины

Потребление электрической и тепловой энергий изменяется во времени: в течение суток, недели, года. Соответственно суточные, недельные и годовые графики электрической нагрузки неравномерны и поэтому паровые турбины работают как с максимально возможными расходами пара (например, в часы утреннего или вечернего максимумов), так и со значительно уменьшенными (например, в часы ночных минимумов нагрузки). Изменение расхода пара вызывает изменение его параметров до и после ступени, которые, в свою очередь, приводят к изменению режима ее работы. При этом изменяются теплоперепады, скорости, степени реактивности и кпд ступеней, а также напряжения в деталях турбин.

Изменение расхода пара через турбину вызывает перераспределение давлений и теплоперепадов в ее ступенях. Так, установлена аналитическая зависимость между расходом пара и давлениями в ступенях турбины, которая в общем виде для скоростей пара ниже критических определяется формулой Г. Флюгеля для группы ступеней:

$$G/G_0 = \sqrt{T_{10}/T_0} \sqrt{(p_1^2 - p_2^2)/(p_{10}^2 - p_{20}^2)}, \quad (134)$$

где G_0 и G — расходы пара через турбину; T_{10} и T_0 — абсолютные температуры; p_{10} и p_1 — давления перед соплами первой ступени группы (отсека); p_{20} и p_2 — давления за рабочими лопатками последней ступени этой группы (параметры соответственно берутся при расчетном и переменном режимах).

Так как во многих случаях можно приближенно считать, что температура пара в промежуточных ступенях сохраняется неизменной при изменении расхода ($T \approx \text{const}$), т. е. отношение T_{10}/T_1 близко к единице, уравнение (134) упрощается:

$$G/G_0 = \sqrt{(p_1^2 - p_2^2)/(p_{10}^2 - p_{20}^2)}. \quad (135)$$

Если турбины работают при глубоком вакууме (конденсационные), членами p_{20} и p_2 в формуле (135) можно пренебречь, так как они малы. Тогда формула (135) примет вид

$$G/G_0 = p_1/p_0 \quad (136)$$

или

$$p_1 = (G/G_0) p_0 \quad (137)$$

Уравнение (137) показывает, что в конденсационной турбине давление пара перед любой ступенью изменяется прямо пропорционально изменению его расхода. Это же уравнение оказывается справедливым при изменении давлений перед ступенями любой турбины, если последняя ступень рассматриваемого отсека работает в режиме критического истечения пара.

Необходимо отметить, что уравнения (135), (136) и (137) применимы в тех случаях, когда площади всех проходных сечений турбины или группы ступеней неизменны. В большинстве случаев с достаточной степенью приближения для определения зависимости давления пара в промежуточной ступени от расхода можно пользоваться приближенной формулой (135). Наибольшая погрешность возникает, если эту формулу применяют для расчета переменного режима единичной ступени.

Перераспределение давлений в ступенях приводит к изменению теплоперепадов в них. Для критических скоростей отношение давления за ступенью к давлению перед ней не зависит от расхода пара. Теплоперепад ступени может изменяться лишь из-за изменения давления p_1 и удельного объема v_1 . Давление p_1 перед ступенью при изменении расхода пара можно определить по уравнению (135) или (137). Затем, учитывая, что давление p_{11} за рассматриваемой ступенью является одновременно и давлением перед следующей ступенью, можно определить его по этим же уравнениям.

Обозначим через q отношение изменившегося расхода G к расчетному G_0 , т. е. $q = G/G_0$, и получим из уравнения (135) квадрат отношения давлений в рассматриваемой ступени:

$$(p_{11}/p_1)^2 = (q^2 p_{110}^2 + p_{21}^2) / (q^2 p_{10}^2 + p_{21}^2), \quad (138)$$

где p_1 и p_{11} — давления перед ступенью и за ней, p_2 — давление за отсеком, в котором расположена рассматриваемая ступень; индексы 0 и 1 соответствуют расчетному и изменившемуся режимам.

Из этой формулы следует, что при малом давлении p_{21} его влияние на теплоперепад будет сказываться лишь при очень малых расходах пара. В этом случае отношение давлений p_{11}/p_1 начнет возрастать по мере уменьшения расхода пара, что приведет к сокращению тепловых перепадов в ступени. Чем ближе давления p_{110} и p_{10} к давлению отработавшего пара, которое предполагается неизменным, тем сильнее сказывается изменение

расхода пара на отношении давлений p_{11}/p_1 и тем интенсивнее уменьшается теплоперепад ступени при уменьшении расхода пара. Лишь при большом снижении расхода пара теплоперепады начинают существенно изменяться в промежуточных ступенях, а после этого в первых нерегулируемых.

Зависимости теплоперепадов отдельных ступеней от относительных расходов пара показаны на рис. 40. Количество ступеней в отсеке принято равным пяти. При построении этих зависимостей было принято, что при полном расходе пара теплоперепады всех ступеней равны и отношение давлений p_{110}/p_{10} в каждой ступени составляет 0,7. Давление за отсеком p_2 равно $0,118 p_{10}$. По мере уменьшения расхода пара быстрее всего падает теплоперепад пятой (последней) ступени, затем четвертой и т. д. Теплоперепад первой ступени начинает резко уменьшаться при расходах пара меньше 40% расчетного.

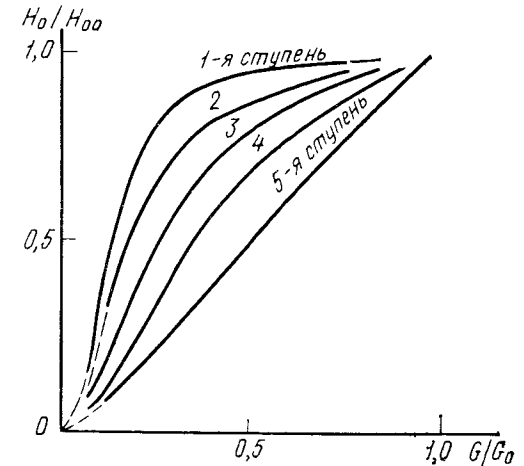


Рис. 40. Зависимости теплоперепадов ступеней от относительных расходов пара

§ 21. Работа ступени при нерасчетном режиме

Изменение расхода пара через турбину приводит к изменению давлений и теплоперепадов по ее ступеням. Характер и значения изменений этих параметров определяют по соотношениям, приведенным в предыдущем параграфе. Все изменения режима работы ступени можно свести к изменениям следующих режимных параметров: отношения скоростей $u/c_\Phi = \rho d n / \sqrt{2H_0}$; отношения давлений ступени $\epsilon_{ст} = w_{2t}/a_2$ (чисел Маха для сопловой $M_{1t} = c_{1t}/a_1$ и рабочей $M_{2t} = w_{2t}/a_2$ решеток); фиктивного числа Рейнольдса $Re_\Phi = b_1 c_\Phi / v_1$ (для сопловой решетки $Re_1 = b_1 c_{1t} / v_1$, а для рабочей $Re_2 = b_2 w_{2t} / v_2$). Кроме того, могут изменяться степень влажности, пара, условия его входа в ступень и выхода из нее.

В общем случае эти параметры изменяются одновременно, но нагляднее рассмотреть влияние каждого из них на степень реактивности и кпд ступени.

Изменение степени реактивности. При изменении расхода пара изменяется располагаемый теплоперепад ступени, а следовательно, отношение скоростей $u/c_\phi = u \sqrt{2\bar{H}_0}$ при постоянной частоте вращения турбины.

Из определения степени реактивности ступени (см. § 9) следует

$$\rho = H_{0p} / (H_{0p} + H_{0c}) \approx H_{0p} / \bar{H}_0 = (\omega_{2t}^2 - \omega_1^2) / (2\bar{H}_0)$$

или

$$\rho / (1 - \rho) = (\omega_{2t} / c_{1t})^2 - (\omega_1 / c_{1t})^2. \quad (139)$$

Рассчитав скорости c_{1t} , ω_1 и ω_{2t} при переменных режимах работы ступени, можно по формуле (139) определить степень ее реактивности.

В приближенных расчетах переменных режимов, если скорости пара в ступенях турбины меньше критических, обычно используют следующую формулу:

$$\Delta\rho / (1 - \rho_0) = (0,5 - \rho_0) [u/c_\phi - (u/c_\phi)_0] / (u/c_\phi)_0, \quad (140)$$

где ρ и ρ_0 — степени реактивности, а u/c_ϕ и $(u/c_\phi)_0$ — отношения скоростей соответственно при измененном и расчетном режимах.

Зависимость степени реактивности ступеней от отношения скоростей u/c_ϕ , подсчитанная по этой формуле, показана на рис. 41.

Если скорость в рабочей решетке сверхкритическая, увеличение теплоперепада ступени $\bar{H}_0$ означает постоянство теплопере-

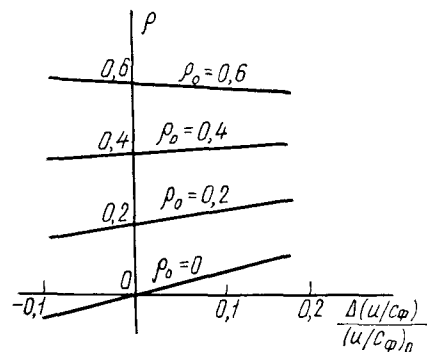


Рис. 41. Зависимость степени реактивности ступени от отношения скоростей u/c_ϕ

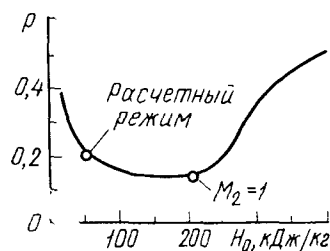


Рис. 42. Зависимость степени реактивности ступени от ее располагаемого теплоперепада

пада $\bar{H}_{0c}$ в сопловой решетке и рост теплоперепада $\bar{H}_{0p}$ в рабочей (рис. 42). Таким образом, несмотря на уменьшение отношения u/c_ϕ (при $n = \text{const}$), степень реактивности ступени возрастает.

Изменение кпд ступени. Зависимость кпд $\eta_{0л}$ и η_{0i} от отношения скоростей u/c_ϕ подробно рассматривалась в § 11 и 14. Па-

раболическая зависимость этих кпд от отношения скоростей была получена в предположении, что потери в решетках изменяются мало. При изменении нагрузки (расхода) турбины будет изменяться степень реактивности ее ступеней. Как было установлено, кпд ступени изменяется не только за счет потерь с выходной скоростью, но и других потерь:

в рабочей решетке, так как изменяются угол β_1 входа в рабочую решетку и числа M_2 и Re_2 ;

в сопловой решетке, так как изменяется ее теплоперепад, а следовательно, степень реактивности и числа M_1 и Re_1 от трения диска, утечек и влажности.

Систематическая обработка экспериментальных данных дает показанную на рис. 43 параболическую зависимость относительно

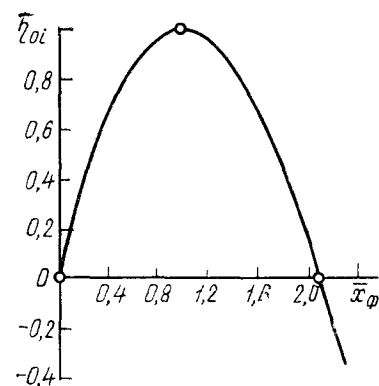


Рис. 43. Зависимость относительного внутреннего кпд ступени от отношения скоростей u/c_ϕ

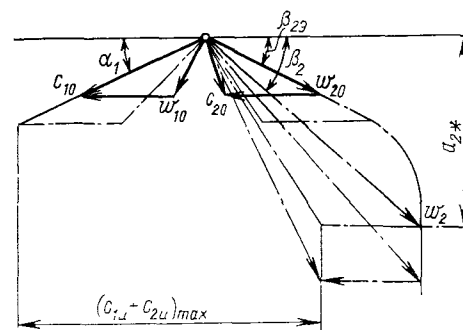


Рис. 44. Треугольники скоростей в последней ступени ЦНД турбины при переменных режимах

ного внутреннего кпд ступени $\bar{\eta}_{0i} / \eta_{0i}^{\max} = \bar{\eta}_{0i}$ от отношения скоростей $(u/c_\phi) / (u/c_\phi)^{\text{опт}} = \bar{x}_\phi$, которая выражается следующей формулой:

$$\bar{\eta}_{0i} = 2,10\bar{x}_\phi - 1,19\bar{x}_\phi^2 + 0,09\bar{x}_\phi^3. \quad (141)$$

Последняя ступень конденсационной паровой турбины, как указывалось, находится в особых условиях: на ней сильнее всего сказывается изменение расхода пара. Кроме того, давление p_2 за этой ступенью, определяемое давлением в конденсаторе p_k , зависит не только от расхода пара, но и от таких факторов, как температура и расход охлаждающей воды, загрязнения трубок конденсатора и др. Важными факторами являются также непостоянство параметров потока по высоте ступени.

Рассмотрим процесс расширения пара в среднем сечении последней ступени. Предположим, что при изменении давления отработавшего пара его расход не изменяется. Выясним, какие ка-

чественные изменения будут происходить в ступени при понижении давления на выходе из нее при постоянной частоте вращения.

Если в решетках последней ступени скорости пара докритические, изменение давления за ступенью будет отражаться как на давлении p_1 в зазоре между сопловой и рабочей решетками, так и на давлении p_0 перед ступенью. Начиная с давления, при котором в одной из решеток последней ступени скорость (c_1 или ω_2) станет критической, дальнейшее снижение давления за ступенью p_2 не будет сказываться на скоростях потока в сечениях, расположенных до места, где возникла критическая скорость.

Треугольники скоростей последней ступени ЦНД при $G = \text{const}$ и $n = \text{const}$ и различных уменьшающихся давлениях p_2 показаны на рис. 44, а, где расчетный режим отмечен индексом 0, а критический — $*$. При уменьшении давления p_2 ниже критического, т. е. $p_2 < p_{2*}$ (при этом $\omega_2 > \omega_{2*}$), входной треугольник скоростей остается неизменным, а скорость ω_2 увеличивается вследствие расширения пара и отклонения потока в косом срезе рабочей решетки, т. е. $\beta_2 > \beta_{2*}$. По мере уменьшения давления p_2 может быть получено предельное расширение пара в косом срезе рабочей решетки, после чего дальнейшее расширение будет происходить за рабочей решеткой (за пределами ступени).

При неизменном расходе пара окружное усилие R_u , передаваемое на лопатки, возрастает лишь до тех пор, пока увеличивается сумма проекций скоростей на окружное направление $c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2$. После того как будет исчерпана возможность расширения пара в косом срезе рабочей решетки, дальнейшее уменьшение давления p_2 приведет лишь к увеличению осевой составляющей усилия R_a , в то время как окружная составляющая усилия R_u , а следовательно, и мощность ступени останутся неизменными.

Таким образом, при заданном расходе пара противодавления и уменьшении давления p_2 мощность ступени увеличивается не беспредельно, а только до определенного уровня.

Показанные на рис. 44, а треугольники скоростей последней ступени, построенные для постоянного расхода пара G_2 и его переменного давления p_2 , могут в общем случае отражать изменение объемного расхода пара Gv_2 .

Так как параметры пара по высоте последней ступени переменны, рассмотренное изменение режима работы ступени является приближенным. При докритическом обтекании рабочей решетки расходы пара перераспределяются по ее высоте. При малых скоростях пара c_2 , соответствующих режиму с небольшим по сравнению с расчетным относительным объемным расходом $Gv_2 / (Gv_2)_0$, поток отсоединяется к периферии ступени. При этом поток отрывается от стенок канала в корневой зоне лопаток, где течение приобретает возвратно-вихревой характер. При этом кпд

ступени падает, так как от полезной мощности, создаваемой паром в периферийной зоне, отбирается вентиляционная мощность вихревой корневой области. При дальнейшем уменьшении объемного расхода пара Gv_2 , соответственно малом теплоскопе и очень большом отношении скоростей u/c_ϕ ступень переходит в режим холостого хода, а затем — в режим потребления мощности. Поскольку эти режимы связаны с вихреобразованием, частоты которого случайны, возможна вибрация лопаток и даже их поломка. Поэтому длительность таких режимов ограничена.

§ 22. Способы парораспределения и их влияние на тепловой процесс турбины

При постоянных начальных параметрах пара его расход через турбину регулируется клапанами. Систему клапанов, изменяющих расход пара, называют *парораспределением*. Различают дроссельное, сопловое и обводное парораспределение.

Дроссельное парораспределение (рис. 45, а). В этом случае весь расход пара, подводимого к турбине, регулируется одним

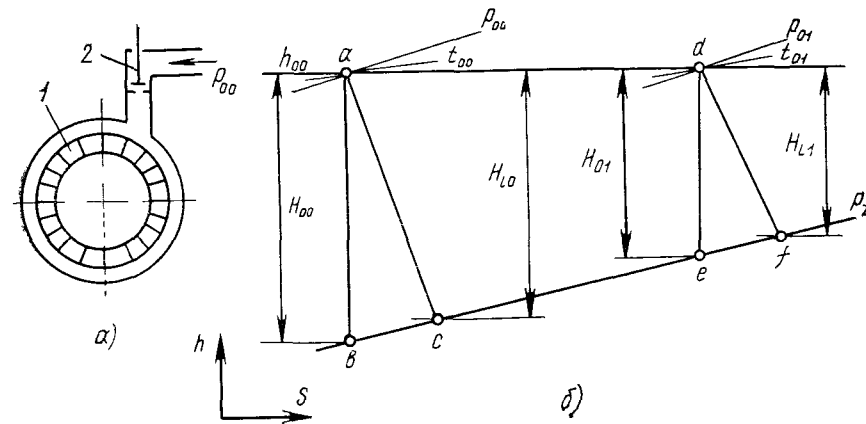


Рис. 45. Схема дроссельного парораспределения (а) и h, s -диаграмма процесса расширения пара в турбине с таким парораспределением (б):

1 — сопловая решетка, 2 — регулирующий клапан

или несколькими одновременно открывающимися клапанами 2. После клапанов пар поступает в общую для всех них сопловую решетку 1 с полным подводом.

Если предположить, что при экономической мощности турбины, когда дроссельный клапан полностью открыт, процесс расширения пара изображается в h, s -диаграмме линией ac (рис. 45, б), то при уменьшении расхода пара через турбину его давление перед соплами первой ступени понижается. Изменение

энтальпии пара при дросселировании можно определить по формуле

$$h_{00} + c_{00}^2/2 = h_{01} + c_{01}^2/2, \quad (142)$$

где индексом 00 обозначены энтальпия и скорость пара на входе в первую ступень турбины при номинальном режиме, а индексом 01 — при измененном.

Поскольку $c_{00}^2/2 \ll H_0$ и $c_{01}^2/2 \ll H_{01}$, можно считать, что при дросселировании энтальпия не изменяется.

При уменьшенном по сравнению с расчетным расходом пара располагаемый теплоперепад H_{01} турбины меньше теплоперепада H_{00} при полностью открытом дроссельном клапане. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме в этом случае изображается линией $d\bar{f}$.

Относительный внутренний кпд турбины при измененном по сравнению с расчетным расходе пара $(\eta_{01})_1 = H_{11}/H_{00}$. Умножив и разделив соответственно числитель и знаменатель этой формулы на располагаемый теплоперепад H_{01} , получим

$$(\eta_{01})_1 = \frac{H_{11}H_{01}}{H_{00}H_{01}} = (\eta_{01}^{пр.ч})_1 \gamma_{др}, \quad (143)$$

где $(\eta_{01}^{пр.ч})_1 = H_{11}/H_{01}$ — кпд проточной части при измененном режиме; $\gamma_{др} = H_{01}/H_{00}$ — коэффициент дросселирования.

Таким образом, при дроссельном парораспределении кпд η_{01} можно представить как произведение двух коэффициентов. Коэффициент $\gamma_{др}$ показывает, какую долю исходного от располагаемого теплоперепада H_{00} составляет располагаемый теплоперепад H_{01} для проточной части при дросселировании пара регулирующим клапаном. Коэффициент дросселирования не зависит от конструкции проточной части турбины и определяется только зависимостью между относительным количеством протекающего через нее пара и его параметрами. Коэффициент полезного действия $\eta_{01}^{пр.ч}$ представляет собой отношение использованного теплоперепада к располагаемому теплоперепаду проточной части и показывает степень совершенства работы проточной части турбины при изменяющемся в результате дросселирования теплоперепаде.

Определив при различных расходах пара давление за дроссельным клапаном и располагаемые теплоперепады, можно подставить коэффициенты дросселирования, а затем построить их зависимости от расхода пара через турбину (рис. 46). Кривые, показанные на рис. 46, построены для одинаковых начальных параметров ($p_0 = 12,7$ МПа и $t_0 = 565^\circ\text{C}$) и различных давлений за турбиной p_2 . Таким образом, по мере увеличения давления p_2 за турбиной коэффициент дросселирования $\gamma_{др}$ при уменьшении расхода падает все интенсивнее.

При уменьшении расхода пара потери в турбине от дросселирования $\xi_{др}$ увеличиваются и определяются расчетным отношением давлений за турбиной и перед ней p_2/p_0 (рис. 47). Чем больше это отношение, тем больше потери, вызванные дросселированием. Вследствие больших потерь от дросселирования при значительном отношении p_2/p_0 в турбинах с противодавлением дрос-

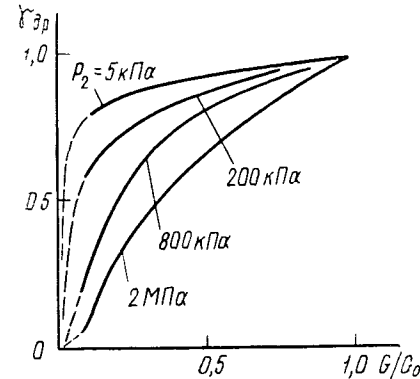


Рис. 46. Коэффициенты дросселирования турбин с различными давлениями p_2 за последней ступенью

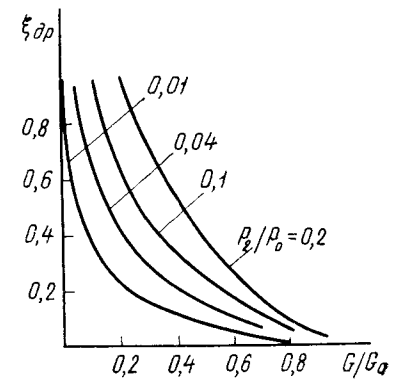


Рис. 47. Потери от дросселирования в турбинах с различным отношением давлений p_2/p_0

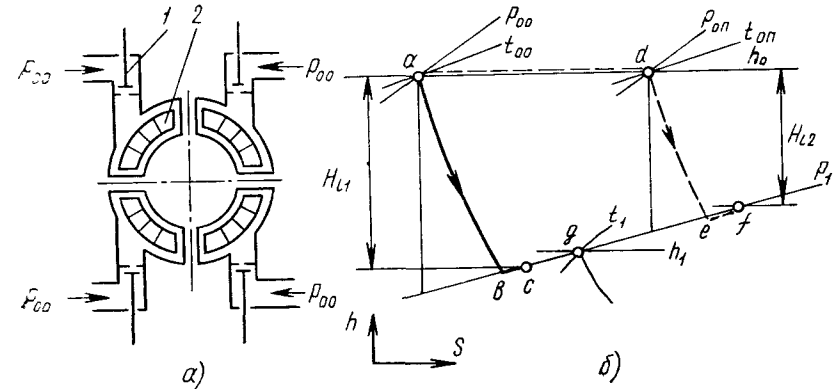


Рис. 48. Схема соплового парораспределения (а) и h, s -диаграмма процесса расширения пара в регулирующей ступени турбины с таким парораспределением (б):

1 — регулирующий клапан, 2 — сопловый сегмент

сельное парораспределение не применяют (за исключением вспомогательных турбин небольшой мощности).

Сопловое парораспределение (рис. 48, а). В этом случае пар протекает через несколько регулирующих клапанов 1, каждый из которых подводит его к индивидуальному сопловому сегменту

ту 2. При этом клапаны открываются последовательно. При сопловом парораспределении первую ступень турбины называют *регулирующей*. Таким образом, при сопловом парораспределении потери от дросселирования при уменьшении пропуска пара через турбину распространяются не на все его количество, а только на ту часть, которая протекает через не полностью открытый клапан. Поэтому экономичность турбин с сопловым парораспределением при изменении пропуска пара более устойчива, чем турбин с дроссельным парораспределением.

Особенно велико преимущество соплового парораспределения в турбинах, работающих с большими отношениями давлений p_2/p_0 , например в турбинах с противодавлением, в которых поте-

ри от дросселирования значительны.

При сопловом парораспределении в регулирующей ступени поток пара разделяется на два потока: недресселированного пара, проходящего через полностью открытые регулирующие клапаны, и дросселированного, проходящего через частично открытый клапан. Процесс расширения в регулирующей ступени этих потоков пара в h,s -диаграмме показан на рис. 48, б. Изменение состояния в регулирующей ступени потока пара, прошедшего через

частично открытый клапан, — линией df . Точка g на изобаре p_1 (давление пара за регулирующей ступенью) соответствует состоянию пара после изобарного смешения обоих потоков. Энтальпия

$$h_1 = h_0 - \left(\frac{G_c}{G} H_{11} + \frac{G_f}{G} H_{12} \right), \quad (144)$$

где G_c и G_f — расходы недресселированного и дросселированного пара.

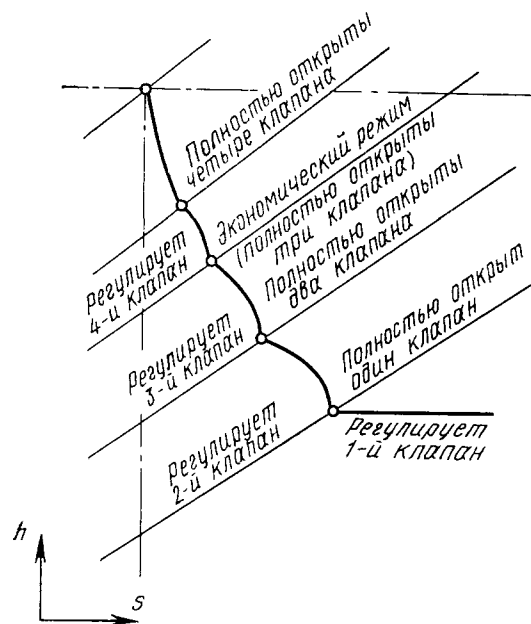


Рис. 49. h, s -диаграмма состояний пара на выходе из регулирующей ступени при различных нагрузках турбины

Таким образом, в турбине с сопловым парораспределением тепловые перепады должны определяться отдельно для указанных двух потоков в пределах регулирующей ступени и отдельно для других нерегулируемых ступеней.

Так как давление p_1 и энтальпия h_1 пара на выходе из регулирующей ступени такие же, как на входе в нерегулируемые, при изменении расхода пара можно по формуле (135) или (137) определить давление p_1 , считая его начальным для последующей группы ступеней. В качестве примера на рис. 49 показаны на h,s -диаграмме точки, соответствующие состояниям пара на выходе его из регулирующей ступени при различных нагрузках конденсационной турбины с четырьмя регулирующими клапанами. Как видно из этого рисунка, регулирующая ступень имеет наибольший использованный тепловой перепад при полностью открытом первом клапане, а наименьший — при полностью открытых всех клапанах.

Зависимость кпд турбины η_t от расхода пара при сопловом парораспределении показана на рис. 50. Как видно из этого рисунка, максимальный кпд турбины получают при полностью открытых всех клапанах. Так как отношение расхода пара к степени парциальности G/e при режиме первого открытого клапана является наибольшим, то изги-

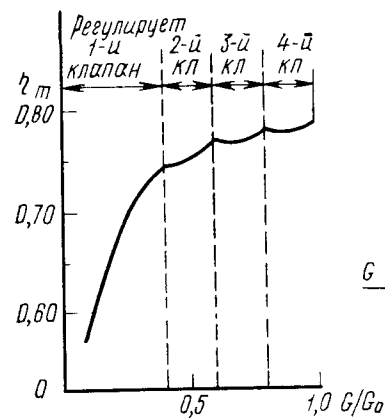


Рис. 50. Зависимости кпд турбины с сопловым парораспределением от расхода пара

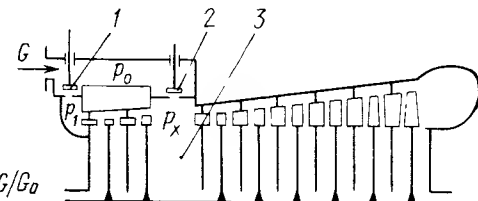


Рис. 51. Схема обводного парораспределения турбины:

1, 2 — основной и обводной клапаны, 3 — камера перегрузки

бающие напряжения в рабочих лопатках регулирующей ступени, пропорциональные отношению G/e и использованному тепловому перепаду H_i , при этом режиме будут также максимальны.

Обводное (байпасное) парораспределение (рис. 51). Внешнее обводное парораспределение чаще всего применяют вместе с дроссельным. Расход пара через обведенные ступени (до камеры перегрузки 3, где давление p_x) будет максимален при полностью открытом основном клапане 1 и закрытом обводном клапане 2. По мере открытия клапана 2 расход пара через тур-

бину увеличивается, давления в ее ступенях повышаются и соответственно увеличивается мощность турбины. При полностью открытом обводном клапане 2 мощность турбины достигает максимального значения — предельного по условиям надежности ее работы. При таком режиме работы турбины расход пара через нее максимален, а через ступени до камеры перегрузки — минимален.

При расчете и эксплуатации обводного регулирования необходимо строго следить, чтобы расход пара через первую группу ступеней при всех режимах был достаточен для отвода теплоты, выделяемой в результате потерь на трение и вентиляцию в ступенях этой группы. При недостаточном отводе теплоты температура пара в проточной части обведенной группы ступеней может подняться выше начальной температуры пара и привести к опасному снижению прочности металла ступеней.

Коэффициент полезного действия промежуточных ступеней при изменении расхода пара в широких пределах можно приближенно считать постоянным. Наиболее резкие искажения теплоперепадов, а следовательно, и кпд при изменении расхода пара через турбину происходят в последних ступенях. Чем дальше от первой ступени производится выпуск обводного пара, тем больше снижается экономичность от

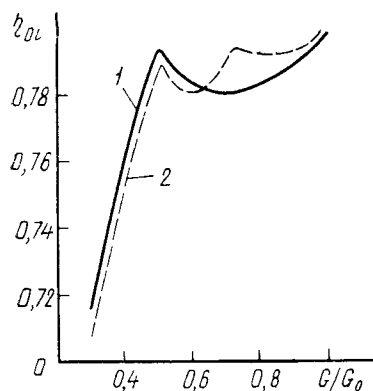


Рис. 52. Зависимости относительного внутреннего кпд от расхода пара в турбинах с однократным и двукратным обводами

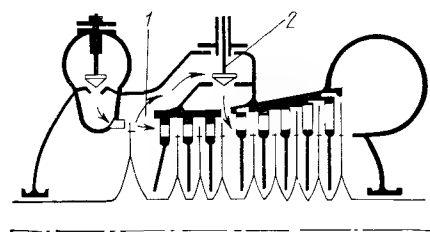


Рис. 53. Схема внутреннего обвода турбины:
1 — камера регулирующей ступени, 2 — обводной клапан

его дросселирования, но тем большая может быть достигнута добавочная (перегрузочная) мощность. Чтобы уменьшить потери, вызываемые дросселированием обводного пара, иногда применяют двукратное или трехкратное обводное парораспределение.

Зависимости относительного внутреннего кпд η_{oi} от расхода пара в турбинах с однократным и двукратным обводами показаны на рис. 52. При однократном обводе (кривая 1) перегрузка турбины начинается при относительном расходе $G/G_0 = 0,5$ и сразу же вызывает интенсивное снижение кпд из-за потерь от

дросселирования пара в обводном клапане. При двукратном обводе (кривая 2), после того как полностью открылся второй клапан и потери на дросселирование в нем исчезли, открывается третий клапан, который подает пар в камеру, расположенную за несколькими ступенями после перегрузочной камеры 3 (см. рис. 51). При этом кпд достигает значения, которое было перед открытием второго клапана.

Обводное парораспределение нерационально применять в турбинах, рассчитанных на высокую температуру пара по двум причинам. Во-первых, группа первых ступеней и корпус турбины подвергаются воздействию высокой температуры пара, что вызывает необходимость применять высоколегированные стали и резко повышает стоимость турбины. Во-вторых, поскольку регулирующая ступень турбины при экономическом режиме срабатывает сравнительно малый теплоперепад (большинство турбин имеют одновентечные регулирующие ступени) и давление в ней лишь незначительно ниже начального, получить существенную перегрузку открытием обводного клапана не удастся. Кроме того, при повышении давления за регулирующей ступенью ее экономичность ухудшается и растет температура пара.

Поэтому в турбинах с обводным парораспределением, рассчитанных на высокую начальную температуру, вместо наружного применяют внутренний обвод пара (рис. 53). Пар из камеры 1 регулирующей ступени через обводной клапан 2 поступает в одну из промежуточных ступеней. При этом после достижения экономической мощности и допустимых параметров пара в камере регулирующей ступени для дальнейшего нагружения турбины одновременно открывают обводной и регулирующий клапаны. Регулирующий клапан управляет расходом пара через дополнительный сопловой сегмент регулирующей ступени.

Выбор парораспределения. При выборе парораспределения исходят из назначения турбины. Если турбина предназначена для покрытия базовой электрической нагрузки, ее проектируют как можно с более высоким кпд на расчетном режиме. Предполагается, что такая турбина будет работать с постоянной номинальной нагрузкой и может быть выполнена с небольшим числом клапанов при сопловом парораспределении или с дроссельным парораспределением.

Как известно, из-за неравномерного потребления нагрузка энергосистем значительно изменяется. Так как в часы провалов нагрузка на многих электростанциях снижается более чем наполовину, сравнительно небольшое количество турбин останавливают, остальные работают с нагрузками от 50% до полной, а в часы пик — до максимально возможной. Поэтому большинство паротурбинных установок, включая установки мощностью 500 и даже 800 МВт, необходимо проектировать для работы не только при полной, но и при сниженной нагрузке. В этих условиях наиболее рациональна система соплового парораспределения,

при которой снижение нагрузки сопровождается значительно меньшим ухудшением экономичности, чем при дроссельном.

Кроме экономичности необходимо также учитывать условия надежности работы турбин. В турбинах с сопловым парораспределением, как уже указывалось, в лопатках регулирующей ступени из-за парциального подвода пара возможно появление значительных динамических напряжений изгиба. Чем больше мощность турбины, тем больше изгибающий момент, вызывающий напряжения изгиба в лопатках.

При сопловом парораспределении изменение нагрузки приводит к значительным изменениям температуры в ступенях и корпусах турбин (а при дроссельном они меньше). Учитывая эти факторы, турбины очень больших мощностей, особенно работающие на насыщенном паре (например, турбины АЭС), обычно выполняют с дроссельным парораспределением. Если же применяют сопловое парораспределение, важно выбрать оптимальный располагаемый теплоперепад регулирующей ступени при расчетном режиме и оптимальное число сопловых коробок.

Турбины, работающие длительное время с полной нагрузкой, с точки зрения повышения экономичности должны иметь меньший теплоперепад регулирующей ступени, а пиковые, работающие с резко переменной

нагрузкой, — большой. Однако, чтобы обеспечить термостойкость при многократных изменениях нагрузки для пиковых турбин, необходим меньший теплоперепад. В этом случае изменение температуры проточной части турбин будет меньше.

Вопросы выбора числа сопловых сегментов при сопловом парораспределении и влияния числа регулирующих клапанов на экономичность турбины при сниженных нагрузках обычно решаются исходя из графика нагрузки. Изменения мощности турбин от расхода пара при дроссельном па-

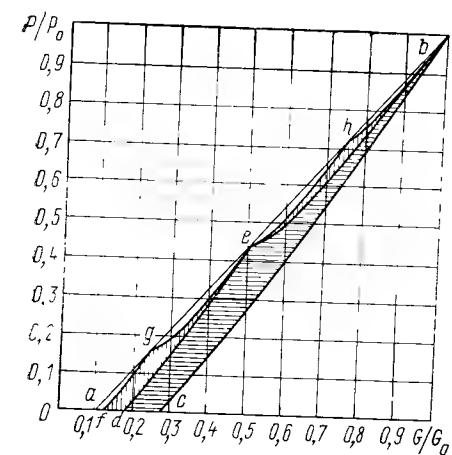


Рис. 54. Изменение мощности турбины с дроссельным и сопловым парораспределением в зависимости от расхода пара

рораспределении (кривая *bc*) и идеальном сопловом с бесконечным числом сопловых групп (кривая *ba*) показаны на рис. 54. При полной нагрузке ($G/G_0=1$) мощность условно считают одинаковой ($P/P_0=1$), хотя при дроссельном регулировании она может быть выше при расчетных и близких к ним нагрузках. При уменьшении расхода пара мощность турбины с

дроссельным парораспределением снижается больше, чем мощность турбины с идеальным сопловым парораспределением. Это объясняется потерями, вызываемыми дросселированием пара.

Кривая *deb* соответствует сопловому парораспределению с двумя сопловыми сегментами, а кривая *jgehb* — с четырьмя. При полностью открытых клапанах (точки *b*, *e* — два сегмента, точки *b*, *h*, *e*, *g* — четыре сегмента) мощность турбины с сопловым парораспределением и конечным числом клапанов равна мощности турбин с идеальным сопловым парораспределением, имеющем бесконечное число клапанов.

Способ соединения сопловых каналов в отдельные регулировочные группы выбирают в зависимости от того, на каких нагрузках наиболее продолжительное время работает турбина. Необходимо, чтобы на этих нагрузках соответствующие клапаны были полностью открыты. При выборе порядка открывания клапанов следует учитывать также условия прогрева корпуса турбины. Поэтому, например, часто открывают одновременно два клапана, один из которых подает пар в нижнюю половину цилиндра, а второй — в верхнюю, и обе части цилиндра разогреваются одновременно.

§ 23. Изменение нагрузки турбины способом скользящего давления

Изменить мощность наряду с парораспределением можно способом скользящего давления — изменением давления за котлом при фиксированном положении регулирующих клапанов турбины. Этот способ применяют как на действующих установках, так и на вновь проектируемых.

Процессы расширения пара в части высокого давления (ЧВД) конденсационной турбины с промежуточным перегревом и дроссельным парораспределением при постоянном и скользящем давлении показаны в *h, s*-диаграмме на рис. 55. Сплошные линии соответствуют процессу при постоянном начальном давлении p_0 , а штриховые — при скользящем начальном давлении $(p_0)_{ск}$ и постоянной начальной температуре t_0 .

При дроссельном парораспределении в режиме частичной нагрузки энтальпия пара перед первой ступенью равна его энтальпии при номинальной нагрузке ($h_0 = \text{const}$). При скользящем давлении энтальпия пара перед первой ступенью при частичной нагрузке возрастает на Δh_0 , его температура не изменяется ($t_0 = \text{const}$), а давление $(p_0')_{ск}$ растет. Поскольку изменение располагаемого теплоперепада ЧВД турбины при частичных нагрузках невелико, ее относительный внутренний КПД будет мало изменяться. Таким образом, при скользящем давлении использованный теплоперепад и внутренняя мощность ЧВД турбины будут больше, чем при постоянном давлении.

Оценки экономичности турбинной установки с учетом теплоты, подводимой в котле, показывают, что удельный расход тепло-

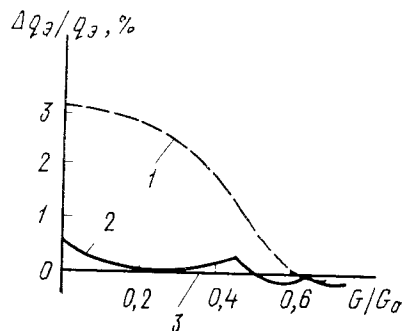


Рис. 56. Зависимости удельного расхода пара для постоянного и скользящего начальных давлений при дроссельном (кривые 1 и 2) и сопловом парораспределении (кривая 3)

Кроме повышения экономичности турбины перевод их на скользящее давление позволяет:

увеличить надежность первой ступени, так как она выполняется без парциального подвода;

повысить долговечность металла поверхностей нагрева котла и главного паропровода.

1. В каких ступенях сильнее изменяются теплоперепады при изменении расхода пара через турбину?

4. В чем преимущество регулирования мощности турбин способом скользящего давления?

ТУРБИНЫ ДЛЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ВЫРАБОТКИ ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

§ 24. Турбины с противодавлением

Поскольку весь покидающий турбину пар используется тепловым потребителем, электрическая мощность паротурбинной установки определяется этим расходом пара, задаваемым потребителем теплоты:

87

Так как в большинстве случаев графики потребления тепловой и электрической энергии не совпадают, то турбина, работая по тепловому графику, не может полностью обеспечить потребителей электроэнергией. Поэтому в современных энергетических системах турбины с противодавлением работают не изолированно, а параллельно с конденсационными турбинами 5. При этом турбина с противодавлением вырабатывает лишь количество

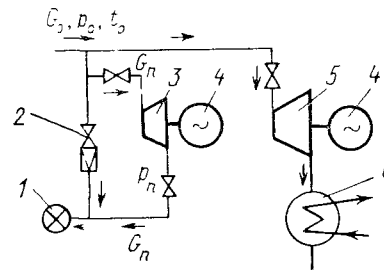


Рис. 57. Схема турбины с противодавлением:

1 — тепловой потребитель, 2 — редукционно-охлаждающая установка, 3, 5 — турбины с противодавлением и конденсационная, 4 — генераторы, 6 — конденсатор

дополнительно поступает пар из редукционно-охлаждающей установки (РОУ) 2. Эта установка позволяет также снабжать теплового потребителя 1 паром в период остановов турбины 3.

Как уже отмечалось, мощность, развиваемая турбиной с противодавлением, определяется нагрузкой теплового потребителя. Это не позволяет эффективно использовать установленную мощность турбогенератора и, в свою очередь, ограничивает область применения турбин с противодавлением. Допустим, что турбина с противодавлением обслуживает отопительное тепловое потребление. Следовательно, в зимние месяцы, когда расход теплоты на отопление большой, турбина развивает значительную электрическую мощность. Летом же, когда отопление не требуется, турбина может оказаться совсем без нагрузки. В этом случае не только турбина, но и связанное с ней электрическое оборудование не используются. Поэтому турбину с противодавлением целесообразно устанавливать при наличии таких тепловых потребителей, нагрузка которых не прерывается в течение суток и держится на достаточно высоком уровне круглый год. Давление пара, поступающего к тепловому потребителю, необходимо, как правило, поддерживать постоянным.

Конструктивно турбина с противодавлением отличается от конденсационной только отсутствием ступеней, работающих в области низких давлений. Поэтому турбину с противодавлением выполняют так же, как ЧВД конденсационной турбины.

§ 25. Турбины с одним промежуточным регулируемым отбором пара

Основной недостаток турбин с противодавлением — неполное использование мощности при работе по тепловому графику — устранен в конденсационных турбинах типа П или Т с регулируемы отборами пара. Поскольку выработка электрической энергии турбинами с регулируемы отборами пара не зависит от тепловой нагрузки, они могут одновременно снабжать внешних потребителей теплотой и электроэнергией.

Турбина с одним промежуточным регулируемым отбором пара (рис. 58, а) состоит из двух частей: группы ступеней 3, расположенных до регулируемого отбора (называемой частью вы-

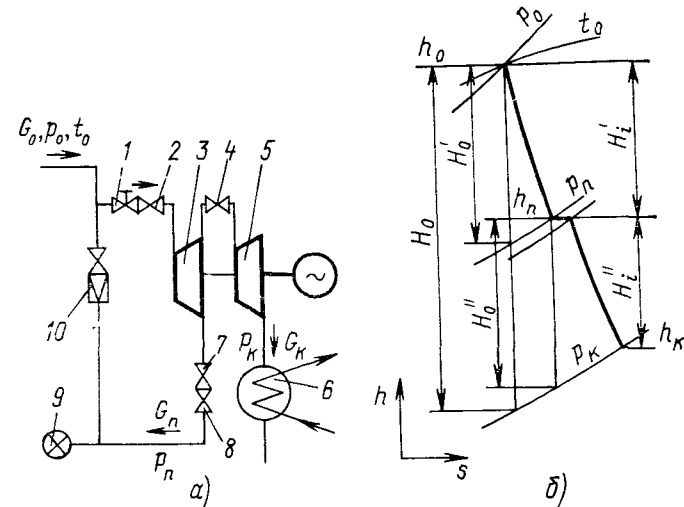


Рис. 58. Схема турбины с одним промежуточным регулируемым отбором пара (а) и h, s -диаграмма процесса расширения пара в ней (б):

1, 2 — стопорный и регулирующий клапаны ЧВД, 3 — часть высокого давления, 4 — регулирующий клапан ЧНД, 5 — часть низкого давления, 6 — конденсатор, 7, 8 — отсечной и обратный клапаны, 9 — тепловой потребитель, 10 — редукционно-охлаждающая установка

сокого давления ЧВД), и группы ступеней 5, расположенных от отбора до конденсатора 6 (называемой частью низкого давления ЧНД).

Пар, имеющий давление p_0 и температуру t_0 , подводится к турбине через стопорный 1 и регулирующий 2 клапаны и расширяется в ЧВД до давления p_n , которое поддерживается постоянным и определяется тепловым потребителем 9. Пройдя ЧВД, поток пара G_0 разделяется на две части. Одна часть G_n через отсечной 7 и обратный 8 клапаны идет к тепловому потребителю 9, а другая $G_k = G_0 - G_n$ через регулирующий клапан 4 направляется в ЧНД, где расширяется до давления p_k в конденсаторе 6. Для

снабжения паром теплового потребителя в период останова турбины служит редукиционно-охлаждающая установка 10.

Процесс расширения пара в турбине в h,s -диаграмме показан на рис. 58, б, где даны располагаемые (H_0' и H_0'') и использованные H_i' и H_i'' теплоперепады соответственно в ЧВД и ЧНД.

При изменении расхода пара G_{Π} в отбор можно поддерживать электрическую мощность P_{Σ} неизменной изменением расхода пара G_0 в ЧВД и G_K в ЧНД.

Аналогично можно при изменении электрической нагрузки P_{Σ} поддерживать постоянным расход пара G_{Π} тепловому потребителю. Таким образом, можно в определенном диапазоне независимо изменять тепловую и электрическую нагрузку.

Зависимость электрической мощности турбины P_{Σ} от расхода пара G_K в конденсатор при постоянном его расходе в теплофикационном отборе G_{Π} , а также от расхода пара в отбор при постоянном его расходе в конденсатор изображают графически на диаграмме режимов (рис. 59). Сплошными линиями показывают режимы с постоянным отбором пара тепловому потребителю ($G_{\Pi} = \text{const}$). При этом верхняя кривая, соединяющая точки 1, 2, 3 и 4, соответствует конденса-

Рис. 59. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара

сационному режиму ($G_{\Pi} = 0$). Штриховыми линиями показывают режимы с постоянным пропуском пара в конденсатор ($G_K = \text{const}$). При этом нижняя кривая, соединяющая точки а, б, с и д, соответствует расходу $G_K = 0$ (полный отбор пара, через ЧНД расход пара отсутствует).

Режимы с расходом $G_K = 0$ при эксплуатации турбины не допускаются, так как приводят к чрезмерному перегреву ротора из-за недостаточного теплоотвода. Поэтому через ЧНД всегда должен быть минимальный расход пара G_K^{min} , чтобы обеспечивались условия теплоотвода. Кривая, соответствующая расходу $G_K^{\text{min}} = \text{const}$, обозначена точками 5, 6, 7 и 8. Кроме того, на диаграмму нанесены линии максимального расхода пара G_0^{max} в ЧВД и максимальной мощности турбины P_{Σ} .

Заштрихованная область диаграммы соответствует полностью открытым клапанам ЧНД. Увеличить расход пара через

конденсаторы в этом случае можно только, повысив давление в отборе — камере перед клапанами ЧНД.

Диаграмма режимов турбины позволяет при заданных потребителями расходе отбираемого пара G_{Π} и электрической мощности P_{Σ} определить расход пара G_0 в ЧВД, а следовательно, его расход G_K в конденсатор. Пунктирными линиями на рис. 59 показано, как определить расходы G_K и G_0 при заданных G_{Π} и P_{Σ} .

При проектировании и эксплуатации турбин с регулируемым отбором пара необходимо учитывать некоторые их особенности. Так, в зависимости от тепловой и электрической нагрузок эти турбины могут работать в различных режимах, которые разделяют на конденсационные и теплофикационные. При конденсационном режиме работы турбины с одним регулируемым отбором пара, который не отличается от режима работы конденсационной турбины, расход пара в регулируемый отбор отсутствует. В теплофикационном режиме такая турбина может работать по тепловому или электрическому графику. При тепловом графике электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления, так как при этом регулирующие органы ЧНД турбины находятся в неподвижном состоянии. Регулируют нагрузку в этом случае парораспределением в ЧВД. При режимах работы по электрическому графику регулирующие органы ЧНД турбины могут иметь произвольную степень открытия. Для турбин с независимым заданием электрической нагрузки характерно наличие тепловой нагрузки, которая ограничивает возможность снижения электрической мощности ниже некоторого минимального значения, определяемого расходом теплового потребителя G_{Π} . Возможность увеличения электрической нагрузки ограничивается максимальным G_K^{max} расходом пара в конденсатор.

В турбинах с отбором применяют сопловое парораспределение, так как многообразие возможных режимов их работы определяет изменение в широком диапазоне расхода пара, протекающего через ЧВД. На паропроводе, связанном с камерой отбора, устанавливают обратный клапан 8 (см. рис. 58, а). Это обусловлено возможным повышением давления в корпусе ЧВД и примыкающих к нему паропроводах при неправильной работе системы регулирования, например, если клапаны ЧНД по какой-либо причине закроются раньше, чем клапаны ЧВД.

Такие же клапаны устанавливают на линиях нерегулируемых отборов. Так как паропровод отбираемого пара имеет большую емкость, то, если регулирующие органы ЧНД при внезапном отключении генератора не закроются, пар может пойти обратно в ЧНД и, расширяясь, разогнать турбину до скорости, вызывающей ее разрушение. Кроме того, одновременно с закрытием регулирующего 2 и стопорного 1 клапанов на линии подвода пара в турбину предусмотрено принудительное закрытие отсечного клапана 7 и регулирующих органов 4.

§ 26. Турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением

В тех случаях, когда необходимо одновременно снабжать тепловых потребителей паром двух различных давлений, например для отопительных и промышленных целей, на ТЭЦ могут быть установлены турбины ПР с отбором и противодавлением или турбины ПТ с двумя регулируемыми отборами.

Схема турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара показана на рис. 60. Пар, имеющий давление p_0 и температуру t_0 , подводится к турбине и расширяется в ее ЧВД 1 до давления p_n , необходимого тепловым потребителем. Затем поток пара разделяется: часть пара G_n направляется к одному тепловому потребителю 6, а остальная G_t через регулирующие клапаны 2 проходит в ЧНД 3, где расширяется до давления p_t , необходимого другому тепловому потребителю 5 (чаще всего это системы отопления и горячего водоснабжения).

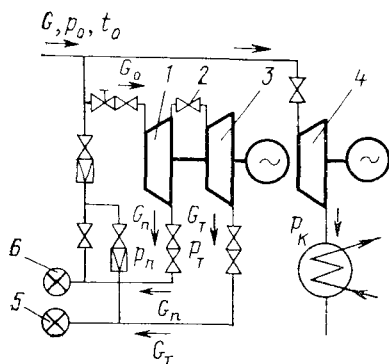


Рис. 60. Схема турбины с противодавлением и одним регулируемым отбором пара

1, 3 — части высокого и низкого давления, 2 — регулирующий клапан, 4 — конденсационная турбина, 5, 6 — тепловые потребители

нально лишь при работе по тепловым графикам обоих потребителей теплоты, параллельно ей должна быть включена конденсационная турбина 4, компенсирующая колебания электрической нагрузки.

Недостатком турбин ПР, как и турбин Р, является неполное использование электрического оборудования в периоды сокращенного теплового потребления.

§ 27. Турбины с двумя регулируемыми отборами пара

Недостатки паротурбинных установок, использующих турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением, связаны с тем, что электрическая мощность в них зависит от нагрузки тепловых потребителей, и в значительной мере устраняются при использовании на ТЭЦ турбин с двумя регулируемыми отборами пара. Схема такой турбины показана на рис. 61, а. Турбина имеет три части: высокого 1 (ЧВД); среднего 2 (ЧСД)

и низкого 3 (ЧНД) давлений, между которыми осуществляется промышленный (давление p_n) и теплофикационный (давление p_t) регулируемые отборы пара.

Поток пара G_0 , имеющий параметры p_0 и t_0 , расширяется в ЧВД до давления p_n . При этом давлении часть пара G_n отбирается промышленным тепловым потребителем 6, а часть пара $G_0 - G_n$ проходит через регулирующие клапаны в ЧСД, где расширя-

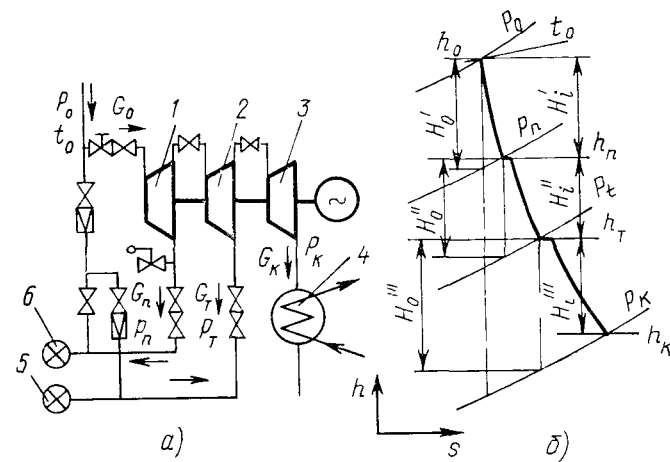


Рис. 61. Схема турбины с двумя регулируемыми отборами (а) и h, s -диаграмма процесса расширения пара в ней (б):

1, 2, 3 — части высокого среднего и низкого давления, 4 — конденсатор, 5, 6 — тепловые потребители

ется от давления отбора p_t . При этом давлении производится второй отбор, из которого часть пара G_t направляется теплофикационному потребителю 5, а остальной $G_0 - G_n - G_t = G_k$ через регулирующие органы поступает в ЧНД, а затем расширяется в конденсаторе до давления p_k . Процесс расширения пара в h, s -диаграмме показан на рис. 61, б.

Режим турбины с двумя регулируемыми отборами пара определяется ее мощностью P_0 , расходами пара, направляемого промышленному G_n и теплофикационному G_t потребителям, и расходом пара G_0 в ЧВД. Графически зависимости между этими величинами изображаются на диаграмме режимов, так же как для турбины с одним регулируемым отбором пара.

Однако в турбине с одним отбором пара диаграмма режимов изображает взаимную зависимость между тремя величинами G_0 , G_n и P_0 и поэтому может быть представлена поверхностью в трехмерном пространстве или, как показано на рис. 59, сеткой кривых, которые можно рассматривать как линии пересечения этой поверхности с плоскостями постоянного расхода пара $G_n = \text{const}$. Для турбины с двумя регулируемыми отборами пара

Турбины с двумя регулируемыми отборами пара получили в СССР широкое распространение, особенно на ТЭЦ, строящихся в районах крупного промышленного потребления теплоты. В этих районах необходим как пар высокого давления для промышленных целей, так и пар низкого давления для отопления и горячего водоснабжения предприятий и прилегающих к ним жилых районов.

§ 28. Многоступенчатый подогрев сетевой воды

В турбинах с регулируемыми отборами пара в последнее время применяют схему двух- и трехступенчатого подогрева сетевой воды в расположенных последовательно подогревателях. Схема

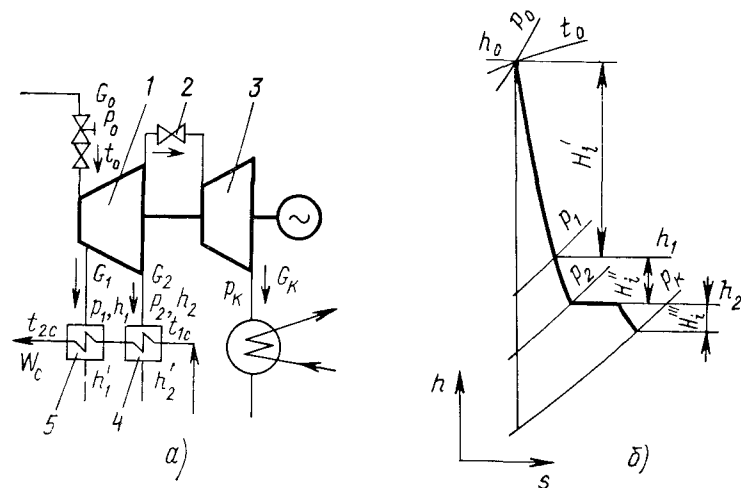


Рис. 64. Схема турбинной установки с двухступенчатым подогревом сетевой воды (а) и h, s -диаграмма процесса расширения пара в ней (б):

1, 3 — части высокого и низкого давления, 2 — регулирующий клапан, 4, 5 — нижняя и верхняя ступени подогревателя сетевой воды

турбинной установки с двухступенчатым подогревом сетевой воды показана на рис. 64, а. Турбина имеет два отбора пара для внешнего теплового потребления: верхний и нижний, расходы пара в которых соответственно G_1 и G_2 . Пар этих отборов направляется соответственно в верхнюю 5 и нижнюю 4 ступени сетевого подогревателя. Регулирующий клапан 2 отбора расположен между частями высокого 1 (ЧВД) и низкого 3 (ЧНД) давления. В зависимости от положения этого клапана изменяется расход пара G_2 и соответственно при заданной тепловой нагрузке — расход пара G_1 .

Температура t_{2c} сетевой воды, направляемой тепловому потребителю, определяется давлением пара p_1 первого отбора. По-

стоянной температуре t_{2c} соответствует постоянное давление p_1 . Нижний отбор производится при меньшем давлении p_2 , что благоприятно сказывается на экономичности турбинной установки, так как мощность, вырабатываемая на базе теплового потребителя, являющаяся основным показателем эффективности комбинированной выработки теплоты и электроэнергии, возрастает пропорционально использованному теплоперепаду H_i'' между отборами (рис. 64, б).

Для использования теплоты, передаваемой конденсирующимся паром циркуляционной воде в конденсаторе и не используемой в цикле электростанции, часть охлаждающих трубок кон-

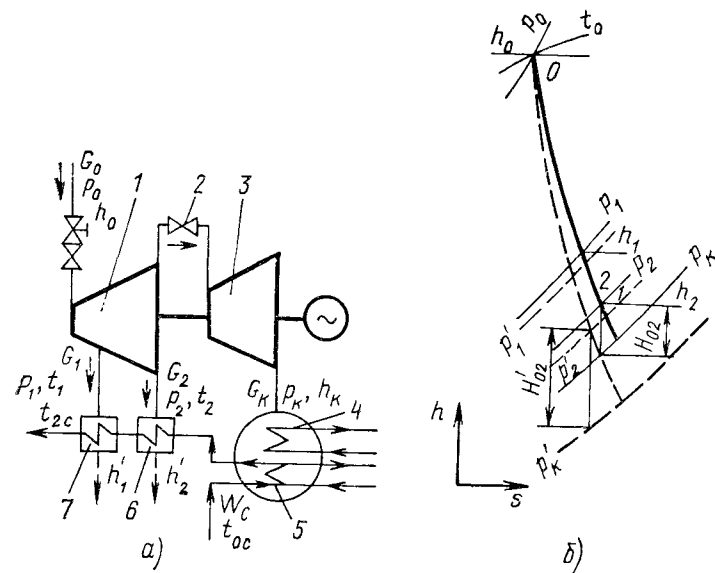


Рис. 65. Схема турбины с конденсатором, имеющим встроенный теплофикационный пучок, и двухступенчатым сетевым подогревателем (а) h, s -диаграмма процесса расширения пара в ней (б):

1, 3 — части высокого и низкого давления, 2 — регулирующий клапан, 4 — основной пучок трубок конденсатора, 5 — встроенный пучок, 6, 7 — нижняя и верхняя ступени подогревателя сетевой воды

денсатора выделяют в специальный теплофикационный пучок, называемый встроенным. В трубки такого пучка подводится как циркуляционная, так и сетевая вода. Конденсаторы со встроенным пучком применяют в теплофикационных турбинах мощностью более 50 МВт. Поверхность охлаждения встроенного пучка составляет около 15% общей охлаждающей поверхности конденсатора.

Схема паровой турбины с конденсатором, имеющим встроенный пучок, показана на рис. 65, а. К основному пучку 4 трубок конденсатора подводится только циркуляционная вода, а к

Работа турбины с использованием встроенного в конденсатор пучка вызывает перераспределение давлений и теплоперепадов по ее ступеням. На рис. 65, б штриховыми линиями показан процесс расширения пара в h,s -диаграмме при работе турбины в конденсационном режиме, а сплошными — в режиме с исполь-

[illegible]

Диаграмму режимов (рис. 66) строят в трех квадрантах. В первом (левом нижнем) квадранте I изображают зависимость расхода пара через турбину $G_0 = G_T$ от теплофикационной нагрузки Q_T и температуры сетевой воды t_{2c} . Во втором квадран-

Расход пара G_0 через турбину при работе в чисто конденсационном режиме с заданной мощностью P_0 (точка K) определяют по прямой $c's$, соответствующей этому режиму. Проведем из точки K линию $KЛ$, параллельную оси G_K , до пересечения с прямой cc' (точка $Л$). Далее из точки $Л$ проведем перпендикуляр к оси G и найдем точку $М$ пересечения его с этой осью. Расход G_0 соответствует точке $М$ на диаграмме.

1. Какие типы турбин применяют для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии?
2. Почему в турбинах с противодавлением нельзя изменить электрическую мощность независимо от расхода пара теплового потребителя?
3. Какие характеристики турбин отражает ее диаграмма режимов?
4. Каковы преимущества турбин с двумя регулируемыми отборами пара по сравнению с турбинами, имеющими один регулируемый отбор?
5. За счет чего получают выигрыш экономичности турбоустановки при введении многоступенчатого подогрева сетевой воды?

§ 29. Особенности конструкции турбин

Конструктивные особенности современных паровых турбин определяются в первую очередь их назначением, мощностью и условиями работы в энергетической системе, а также начальными параметрами пара и параметрами пара в промежуточном перегревателе.

Конденсационные паровые турбины. Если мощность конденсационных паровых турбин не превышает 50 МВт, их выполняют одноцилиндровыми, т. е. все ступени размещают в одном корпусе. С ростом единичной мощности агрегатов и повышением параметров свежего пара количество цилиндров возрастает. В настоящее время многие турбины большой мощности имеют до четырех цилиндров, а некоторые, например К-1200-240 ЛМЗ — пять цилиндров.

Конструктивные особенности конденсационных турбин ТЭС большой мощности рассмотрим на примере турбины К-800-240 ЛМЗ, продольный разрез которой показан на рис. 67. Турбина рассчитана на начальные параметры пара 23,5 МПа и 540°C при промежуточном перегреве до 540°C, давлении в конденсаторе 3,43 кПа и частоте вращения 50 1/с.

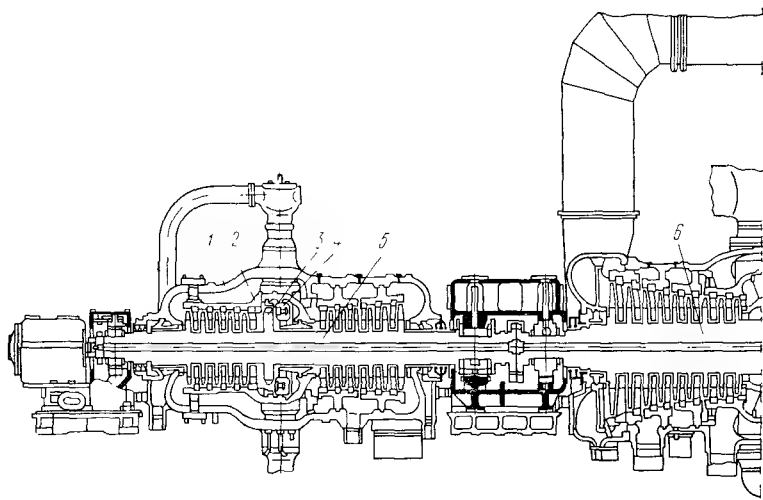


Рис. 67. Продольный разрез турбины К-800-240 ЛМЗ (показан один ЦНД из трех):

1, 2, 8, 9 — внешний и внутренний корпуса ЦВД и ЦСД, 3 — регулирующая ступень, 4 — сопловая коробка, 5, 6, 11 — роторы ЦВД, ЦСД и ЦНД, 7 — регулирующий клапан ЦСД, 10 — корпус ЦНД, 12 — выпускной патрубок

Пар из котла подается к двум установленным перед турбиной блокам клапанов. Каждый блок состоит из стопорного и двух регулирующих клапанов. В турбине применено сопловое парораспределение, поэтому регулирующие клапаны открываются поочередно. От регулирующих клапанов по четырем паровпускным патрубкам, расположенным в средней части внешнего корпуса 1 цилиндра высокого давления, пар проходит в сопловые коробки 4, откуда поступает в одновенечную регулируемую ступень 3. Далее пар проходит пять нерегулируемых ступеней, расположенных во внутреннем корпусе 2. Затем поток пара поворачивает на 180° и проходит сначала между стенками внутреннего 2 и внешнего 1 корпусов ЦВД, охлаждает внутренний корпус и попадает во второй отсек этого цилиндра, где расположены шесть ступеней. Пар, имеющий давление 3,9 МПа и температуру 290°C, по двум паропроводам направляется из ЦВД в промежуточный перегреватель и возвращается к стопорным клапанам ЦСД, имея давление 3,34 МПа и температуру 540°C.

От стопорных клапанов ЦСД, расположенных рядом с турбиной, пар направляется к регулирующим клапанам 7 ЦСД, за которыми разделяется на два потока. В каждом потоке двухпоточного симметричного ЦСД имеется по девять ступеней. На выходе из ЦСД при номинальном режиме давление пара равно 0,28 МПа. Из ЦСД пар перепускается в три двухпоточных ЦНД.

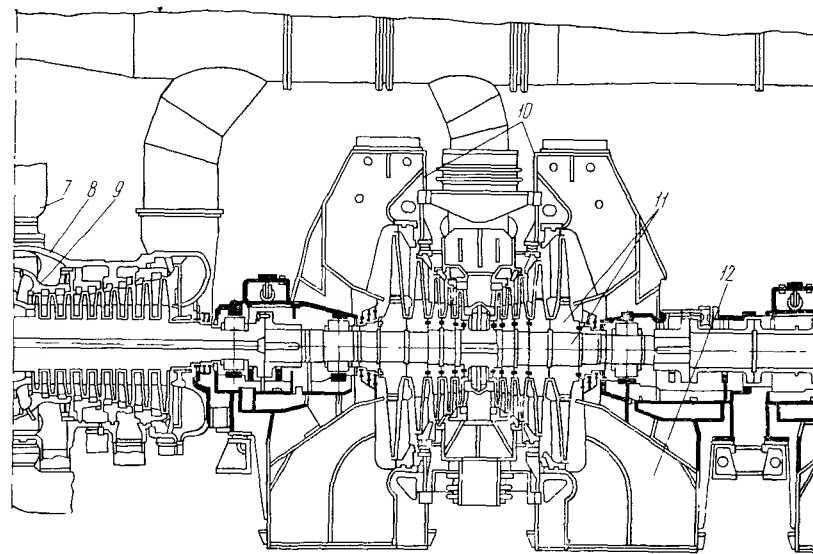


Рис. 67. Продолжение

Каждый поток имеет пять ступеней. Корпус цилиндра низкого давления состоит из средней части 10 и двух выхлопных патрубков 12, соединенных фланцами. Средняя часть корпуса ЦНД имеет двухстенную конструкцию.

Валопровод паротурбинной установки состоит из роторов 5 и 6 ЦВД и ЦСД, трех роторов 11 ЦНД и ротора генератора, каждый из которых установлен на двух опорных подшипниках. Все роторы соединены жесткими муфтами. Валопровод имеет один комбинированный опорно-упорный подшипник, установленный между ЦВД и ЦСД.

Для организации тепловых расширений турбина имеет три фиксункта. Первый расположен на задней поперечной раме первого ЦНД. От этого фиксункта первый ЦНД, а также ЦСД и ЦВД расширяются в сторону переднего подшипника вдоль продольных шпонок, установленных на фундаментной раме. Два других ЦНД имеют собственные фиксункты, расположенные на передних поперечных рамах, поэтому соединения смежных корпусов подшипников ЦНД выполнены подвижными.

В турбинах, работающих на перегретом паре, применяют типовые однопоточные ЦВД двух вариантов. Вариант с петлевым потоком пара, конструкция которого рассмотрена выше, используют в конденсационных турбинах ЛМЗ, а также в теплофикационных ТМЗ. Вариант типовой конструкции ЦВД с прямым

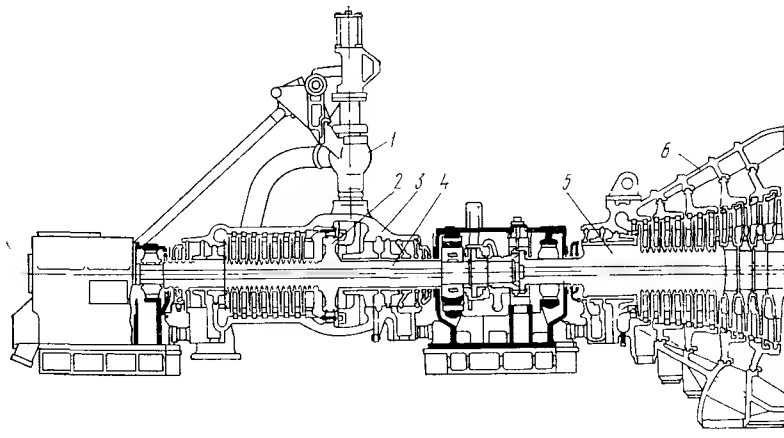


Рис. 68. Продольный разрез турбины Т-100-130 ТМЗ.

1 — регулирующий клапан, 2 — регулирующая ступень, 3, 6 — корпуса ЦВД и ЦСД, 4, 5, 9 — роторы ЦВД, ЦСД и ЦНД, 7 — средняя часть корпуса ЦНД, 8 — выхлопной патрубок ЦНД

потоком пара используется в турбинах ХТГЗ. Цилиндры среднего давления турбин выполняют одно- и двухпоточными. Однопоточные ЦСД применяют при мощности турбин менее 500 МВт. При больших мощностях турбин ЦСД обычно выполняют двухпоточными. В зоне подвода пара после промперегрева корпуса таких ЦСД имеют двухстенную конструкцию.

Теплофикационные турбины. Продольный разрез теплофикационной турбины Т-100-130 ТМЗ с одним регулируемым отбором пара показан на рис. 68. Конструкция этой турбины мало отличается от конструкции теплофикационных турбин меньших мощностей. Пар с начальными параметрами $p_0 = 12,75$ МПа и $t_0 = 555^\circ\text{C}$ поступает к стопорному клапану, а затем направляется к четырем регулирующим клапанам 1. В одностенном корпусе 3 ЦВД закреплена сопловая коробка, через которую пар проходит в двухвенечную регулируемую ступень 2, а затем расширяется в восьми ступенях ЦВД до давления 3,4 МПа (верхний регенеративный отбор). Из ЦВД пар направляется в ЦСД, корпус 6 которого также одностенный. Промежуточный перегрев пара в этой турбине отсутствует.

В ЦСД пар расширяется в четырнадцать ступенях до давления нижнего отопительного отбора, которое может изменяться от 0,05 до 0,2 МПа, а затем поступает в двухпоточный ЦНД.

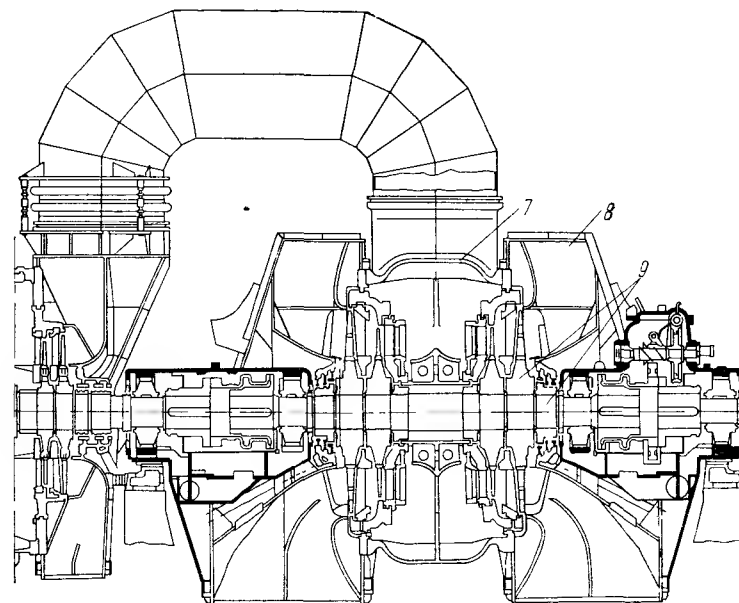


Рис. 68. Продолжение

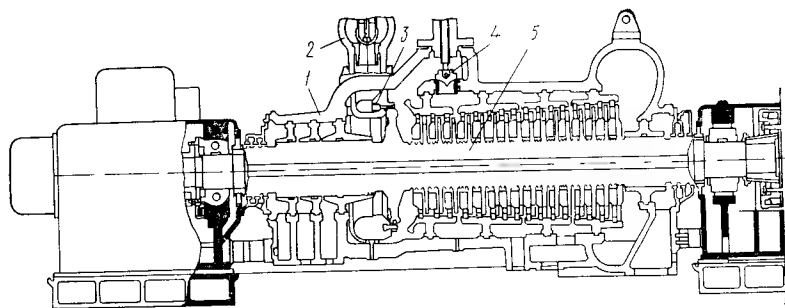


Рис 69. Продольный разрез турбины ПТ-60-130/13 ЛМЗ:

1, 8 — корпуса ЦВД и ЦНД, 2, 6 — регулирующие клапаны ЦВД и ЦНД, 3, 7 — регулирующие ступени ЦВД и ЦНД, 4 — обводной клапан, 5, 10 — роторы ЦВД и ЦНД, 9 — поворотная диафрагма

Корпус ЦНД состоит из средней части 7 и выхлопных патрубков 8. Первая ступень каждого потока имеет поворотную диаграмму. В каждом потоке ЦНД расположено по две ступени.

В ЦВД и ЦСД потоки пара имеют противоположное направление. Кроме турбин Т-100-130 в последнее время ТМЗ выпускает самые мощные в мире теплофикационные турбины Т-250/300-240 со сверхкритическими начальными параметрами.

Конструкцию теплофикационной турбины с двумя регулируемы отборами пара рассмотрим на примере турбины ПТ-60-130/13 ЛМЗ, продольный разрез которой показан на рис. 69.

В ЦВД пар расширяется от начального давления до давления первого регулируемого отбора. Проточная часть ЦВД включает в себя одновенечную регулируемую ступень 3 и 16 ступеней активного типа. При больших расходах пара одновременно с открытием последнего регулирующего клапана 2 открывается также обводной клапан 4, перепускающий пар из камеры регулирующей ступени за четвертую ступень.

Вышедший из ЦВД пар разделяется на два потока: один направляется тепловому потребителю, а второй через регулирующий клапан 6 подводится к ЦНД. В этом цилиндре располагаются части среднего и низкого давления. Часть среднего давления состоит из регулирующей ступени 7 и последующих восьми ступеней активного типа, в которых пар расширяется до давления второго регулируемого отбора. После камеры этого отбора одна часть пара направляется тепловому потребителю, а другая через поворотную диафрагму 9 — в часть низкого давления, где расположены четыре ступени.

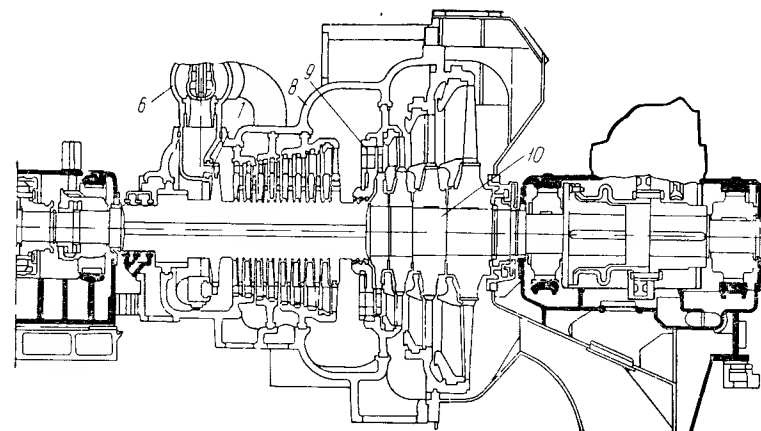


Рис 69. Продолжение

§ 30. Корпуса турбин и их крепление на фундаменте

Корпус турбины служит для установки в нем сопловых и направляющих решеток, диафрагм, обойм. Кроме того, на нем крепятся подводящие и отводящие патрубки, патрубки регулируемых и нерегулируемых отборов. Корпус должен крепиться на фундаменте так, чтобы, во-первых, обеспечивались тепловые расширения цилиндров и, во-вторых, сохранялась его центровка с ротором.

Рассмотрим крепление к фундаменту корпусов двухцилиндровой однопоточной турбины, состоящей из одного ЦВД, и одного ЦНД и имеющей выхлоп в конденсатор (рис. 70, а).

Корпус 3 ЦВД турбины опирается на ступля двух выносных подшипников 1 и 4. Одновременно подшипник 4 служит одной из опор корпуса 5 ЦНД. Каждый цилиндр установлен на двух продольных шпонках 6, расположенных на правой и левой сторонах турбины и исключающих произвольные перемещения ступлей подшипников в поперечном направлении. В осевом направлении ступля подшипников фиксируются поперечными шпонками 2, которые служат также для направления тепловых расширений корпусов цилиндров перпендикулярно оси турбин. Вертикальные шпонки 7 обеспечивают совпадение вертикальных плоскостей симметрии подшипников и корпусов цилиндров. Пересечение осей поперечных шпонок 2 и продольной шпонки 6, связывающих корпус ЦНД и фундамент, называют мертвой точкой, или фиксунком. От этой неподвижной точки происхо-

дит расширение корпусов цилиндров в сторону патрубка, через который пар поступает в турбину (паровпуск). При этом перемещения корпуса ЦНД минимальны. Поскольку вес и усилия, передаваемые корпусу турбины конденсатором, значительны, расположение неподвижной точки (фикспункта) в корпусе ЦНД рационально.

Корпуса ЦВД и ЦНД двухцилиндровой конденсационной турбины с двухпоточным ЦНД (рис. 70, б) опираются на фундамент аналогично, за исключением того, что фикспункт располагается в средней части ЦНД (между двумя выхлопами).

В турбинах с несколькими двухпоточными ЦНД фикспунктов несколько, т. е. корпуса ЦВД, ЦСД и один ЦНД имеют общий фикспункт, а остальные корпуса ЦНД — каждый свой фикспункт. Следовательно, смежные корпуса подшипников этих ЦНД должны соединяться подвижно.

Опора корпуса турбины, применяемая в турбинах ХТГЗ (рис. 71, а), осуществляется следующим образом. Горизонтальный фланец 3 верхней половины, скреплен-

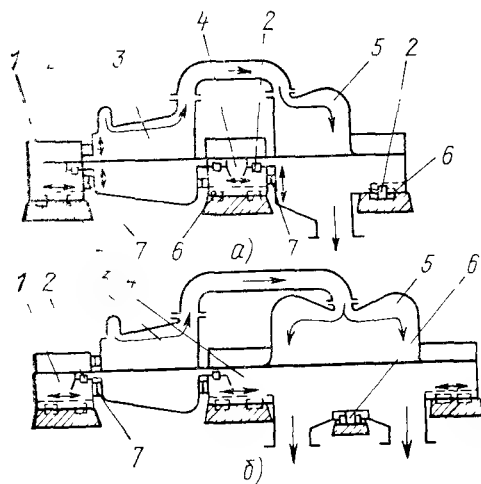


Рис 70 Схема крепления корпусов двухцилиндровых турбин конденсационного типа с однопоточным (а) и двухпоточным (б) ЦНД:

1, 4 — стулья подшипников, 2, 6, 7 — поперечные продольные и вертикальные шпонки, 3, 5 — корпуса ЦВД и ЦНД

ный шпильками с горизонтальным фланцем 4 нижней половины корпуса турбины, опирается на стул 5 подшипника. Корпус турбин ЛМЗ и ТМЗ (рис. 71, б) опирается на стул 5 подшипника фланцем 4 нижней половины. Для сохранения центровки корпусов турбины и подшипника при тепловых расширениях они имеют шпоночное соединение (рис. 71, в). Между вертикальной шпонкой 8 и шпоночным пазом 9 оставляют зазоры для свободного расширения корпуса турбины в вертикальной плоскости. Между корпусом подшипника и фундаментной рамой 11 устанавливается продольная шпонка 12, фиксирующая корпус подшипника по отношению к оси вращения турбины.

Корпус турбины имеет сложную форму. Чтобы облегчить монтаж и ремонт, почти все паровые турбины имеют разъемы в горизонтальной плоскости корпуса, фланцы которого соединяются шпильками. Во многих турбинах применяют систему обо-

грева фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД. В настоящее время корпуса паровых турбин выполняют с двойными стенками, так как

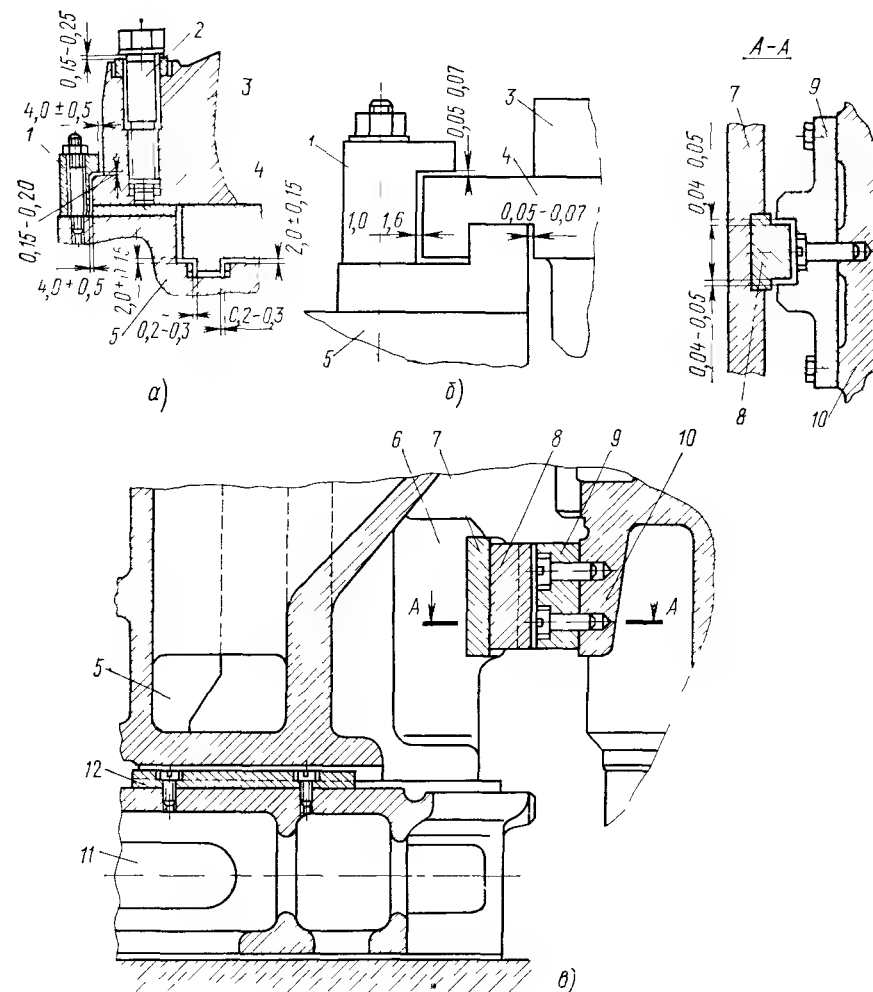


Рис 71 Опоры корпуса на стул подшипника, применяемые в турбинах ХТГЗ (а) и ЛМЗ, ТМЗ (б) и соединение корпуса турбины с корпусом подшипника (в)

1 — прижимная скоба, 2 — домкратный болт, 3, 4 — горизонтальные фланцы верхней и нижней половин корпуса турбины, 5 — стулья подшипников, 6, 10 — приливы для крепления горизонтальной планки и шпоночного паза, 7 — горизонтальная планка, 8, 12 — вертикальная и продольная шпонки, 9 — шпоночный паз, 11 — фундаментная рама

одностенные корпуса можно применять лишь до давления примерно 15 МПа. Двухстенный корпус ЦВД показан на рис. 72.

При сборке корпуса его нижнюю внутреннюю половину устанавливают в нижнюю наружную половину на лапах 1 и 4, а за-

тем скрепляют верхнюю и нижнюю половины внутреннего корпуса болтами, обеспечивая плотность горизонтального разъема. После этого устанавливают и закрепляют верхнюю наружную половину корпуса. Неподвижность плоскости, проходящей через ось паровпуска, обеспечивается шпонками. Эти шпонки одновременно фиксируют внутренний корпус относительно наружно-

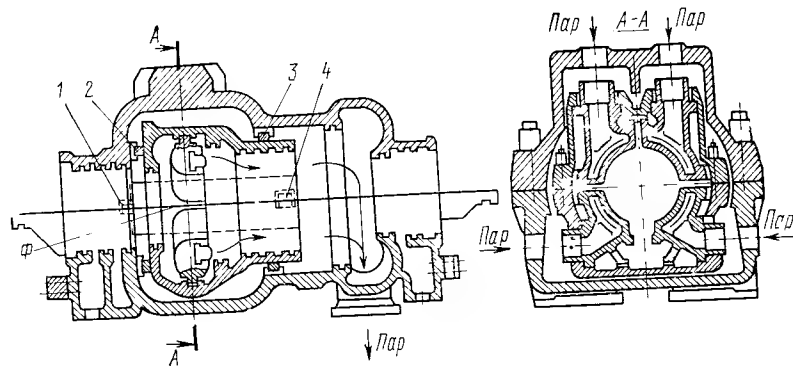


Рис 72 Двухстенный корпус ЦВД:
1, 4 — лапы, 2, 3 — вертикальная и горизонтальная шпонки

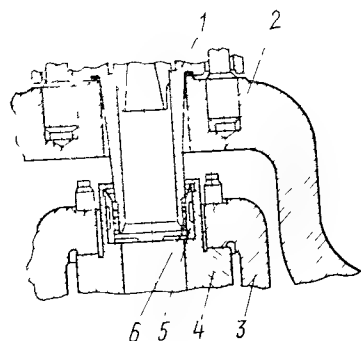


Рис 73. Крепление паровпуска в двухстенный корпус турбины
1 — патрубок регулирующего клапана, 2, 3 — наружная и внутренняя стенки корпуса турбины, 4 — сопловая коробка, 5 — втулка, 6 — поршневое кольцо

го в осевом направлении, но не препятствуют его расширению в радиальном. Вертикальные 2 и продольные 3 шпонки фиксируют внутренний корпус относительно наружного в поперечном направлении, обеспечивая его расширение в продольном и радиальном направлениях.

Крепление паровпуска в двухстенном корпусе турбины показано на рис. 73. Регулирующие клапаны паровпуска крепят с помощью фланцевых соединений к наружной стенке корпуса 2. При этом их патрубки 1 должны проходить через межцилиндровое пространство и входить в сопловые коробки 4 внутренней стенки 3. Зазор между наружной поверхностью патрубка и

внутренней поверхностью втулки 5 уплотняют упругими поршневыми кольцами 6.

Основной конструктивной особенностью корпусов ЦНД являются их большие размеры, которые обусловлены стремлением получить максимально возможную мощность при малых потерях с выходной скоростью. Кроме того, корпуса ЦНД имеют

развитые выходные патрубки. Большие габариты и сложность формы корпусов ЦНД не позволяют в отличие от корпуса ЦВД и ЦСД изготавливать их литыми. В то же время малый перепад давлений на стенку дает возможность выполнять их сварными из достаточно тонких листов стали.

Корпуса ЦНД различных конструкций были показаны на продольных разрезах турбин (см. рис. 67—69). Для корпусов ЦНД, как и для корпусов других цилиндров, недопустима неплотность фланцевого соединения. Попадание атмосферного воздуха из-за неплотности фланцев внутрь корпуса и далее в конденсатор ухудшает конденсацию пара, а также снижает вакуум, что приводит к уменьшению теплоперепада и падению мощности турбины.

§ 31. Сопловые решетки и диафрагмы

В зависимости от расположения ступени сопловые решетки устанавливают в расточках сопловых коробок, непосредственно в расточках корпуса или в диафрагмах. Диафрагмы, в свою очередь, крепятся непосредственно в корпусе или в обоймах.

Сопловая решетка первой ступени ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ, вставляемая в расточку корпуса, показана на рис. 74.

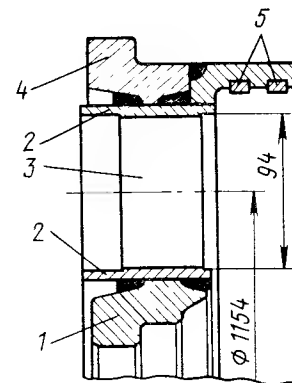


Рис 74 Сопловая решетка первой ступени ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ
1 — тело сопловой решетки, 2 — бандажные ленты, 3 — сопловая лопатка, 4 — обод, 5 — уплотняющие вставки

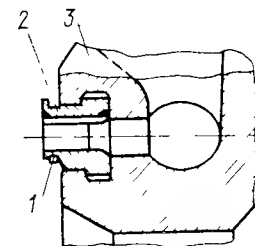


Рис 75 Сопловая решетка регулирующей ступени турбины К-800-240 ЛМЗ
1 — уплотняющая вставка, 2, 3 — сопловые сегменты и корпус

Сопловые лопатки 3 этой решетки сварены в бандажные ленты 2, которые приварены к ободу 4 и телу 1. К ободу приварены также козырек, в котором устанавливаются уплотняющие вставки 5.

Сопловые решетки регулирующих ступеней закрепляются непосредственно в сопловой коробке ввариваемой в нее обоймы.

В сопловой решетке регулирующей ступени турбины К-800-240 ЛМЗ (рис. 75) сварной сопловый сегмент 2 вставлен непосредственно в расточку сопловой коробки 3.

Сопловые решетки большинства ступеней мощных паровых турбин располагаются в стальных сварных или чугунных с за-

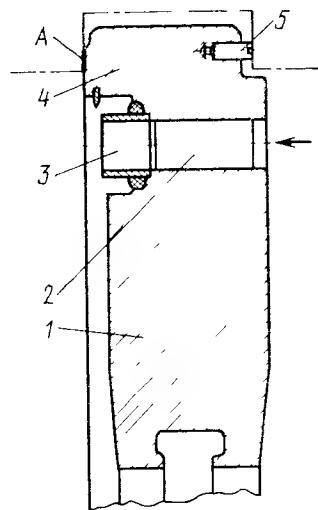


Рис. 76. Диафрагма:
1 — тело, 2 — стойки, 3 — сопловая лопатка, 4 — обод, 5 — штифт

литыми в них лопатками диафрагмах. Чугунные диафрагмы можно применять при температурах до 250°C, а из модифицированных или высокопрочных чугунов — до 330°C. Диафрагмы (рис. 76) выполняются в виде двух полуколец — тела 1 и обода 4, которые устанавливаются в нижней и верхней половинах корпуса или обоймы. Вследствие разности давлений по обе стороны диафрагма кольцевой поверхностью обода 4 прижимается торцевой поверхностью А к расточке корпуса. Для обеспечения тепловых расширений обод диафрагмы входит в расточку корпуса с зазорами (радиальным и осевым). Диафрагма должна быть установлена так, чтобы при любых режимах сохранялась центровка ее и ротора турбин. Осевое положение диафрагмы фиксируют штифты 5,

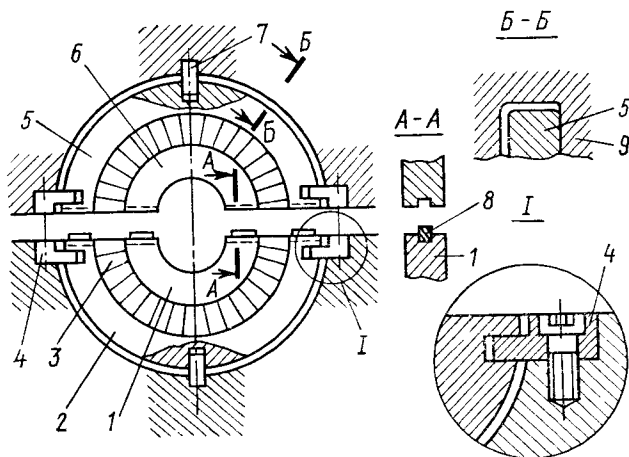


Рис. 77. Подвеска диафрагмы в корпусе турбины:

1, 6, 2, 5 — нижние и верхние половины тела и обода диафрагмы, 3 — сопловые лопатки, 4 — лапки, 7, 8 — шпонки, 9 — корпус турбины

устанавливаемые с небольшим (0,1—0,2 мм) зазором и препятствующие тепловым расширениям.

Нижняя 1 половина тела диафрагмы (рис. 77) подвешивается в нижней половине корпуса 9 с помощью прикрепляемых к нему винтов лапок 4. Подвеску выполняют так, чтобы в рабочем состоянии плоскости разреза диафрагмы и корпуса совместились. Верхнюю 6 половину тела диафрагмы аналогично подвешивают к верхней половине корпуса. Для предотвращения перетекания пара в разрезе диафрагмы устанавливаются две шпонки 8. Для центровки диафрагмы и корпуса турбины в их вертикальной плоскости устанавливают продольные шпонки 7 или штифты.

§ 32. Уплотнения

В местах выхода вала из корпуса турбины устанавливают концевые уплотнения. В корпусах, в которых давление пара выше атмосферного, назначение уплотнений — свести к минимуму утечки пара. Концевые уплотнения ЦНД должны препятствовать поступлению наружного воздуха в турбину, а затем и в конденсатор. Поскольку перед диафрагмами давление выше, чем за ними, для уменьшения утечек пара устанавливают диафрагменные уплотнения. Для уменьшения потерь от утечек пара в ступени устанавливают также периферийные надбандажные уплотнения рабочего колеса. Наиболее распространены в паровых турбинах лабиринтовые уплотнения, принцип действия и характер течения пара в которых были подробно рассмотрены в § 14.

Конструкция уплотнений должна быть такой, чтобы при работе турбины не было задеваний. Чтобы исключить возможность тяжелых последствий в результате задеваний, в концевых и диафрагменных уплотнениях современных турбин предусматривают следующее.

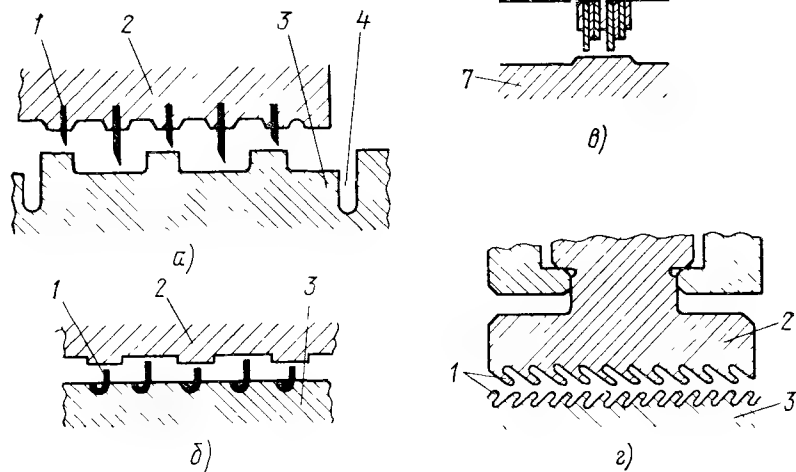
В одном случае, когда уплотняющие гребни 1 (рис. 78, а) расположены на статоре 2, выполняют на роторе 3 тепловые канавки 4. При задевании термические удлинения ротора вдоль оси на участке между тепловыми канавками происходят относительно свободно, не вызывая прогиба вала и остаточных деформаций. В другом случае уплотняющие гребни 1 закатывают в ротор 3 (рис. 78, б). При этом передача теплоты трения от места касания гребня к ротору затруднена, так как поверхность теплопередачи тонкого гребня мала.

Если осевые перемещения ротора относительно статора велики, применяют прямоточные уплотнения (рис. 78, в). Вал 7 при этом выполняют гладким, без ступенек, а гребни 1 располагают на статоре. Кроме того, делают уплотнения с наклонными гребнями, расположенными как на статоре, так и на роторе (рис. 78, г).

Уплотнения с гребнями, расположенными на статоре, размещаются в уплотнительных кольцах *б* (рис. 78, *в*), состоящих из четырех или шести сегментов, заведенных в пазы диафрагмы *2* или уплотнительной обоймы *8*. Выступы сегментов прижимаются к опорным выступам пазов плоскими пружинами *5*, а также давлением пара, поступающего в полость паза через специальные

Рис 78. Уплотнения турбин с гребнями на статоре и роторе (*а, б*), с гладким валом (*в*) и с наклонными гребнями (*г*):

1 — уплотнительный гребень, 2 — статор, 3 — ротор, 4 — тепловая канавка, 5 — пружина, 6 — уплотнительное кольцо, 7 — вал, 8 — обойма статора



отверстия. В осевом направлении уплотнительное кольцо прижимается паром.

При радиальном задевании гребней уплотнения сегменты уплотнительного кольца *б* могут смещаться от центра к периферии вследствие сжатия пружины *5*. Такая гибкая система установки сегментов ограничивает контактное усилие при задевании и, следовательно, уменьшает количество образующейся при этом теплоты, а также предохраняет гребни от механических повреждений.

§ 33. Подшипники

Опорные подшипники. Вал ротора паровой турбины устанавливается в опорных подшипниках, к которым для смазывания подводится масло. В современных мощных турбинах давление масла не превышает 0,295 МПа. Для правильной работы подшипника, между его вкладышем и шейкой вала должен быть зазор.

Работа подшипников основана на жидкостном трении частиц масла, находящегося между поверхностями вала и расточки вкладыша. На основании анализа гидродинамических явлений установлено, что при жидкостном трении сила трения зависит от свойств смазки.

Положение шейки вала во вкладыше при неподвижном роторе ($n=0$) показано на рис. 79, *а*. При вращении вала масло из клиновидного зазора увлекается валом в направлении своего вращения. При достижении некоторой частоты вращения (n мало) давление масла в клиновидном зазоре становится

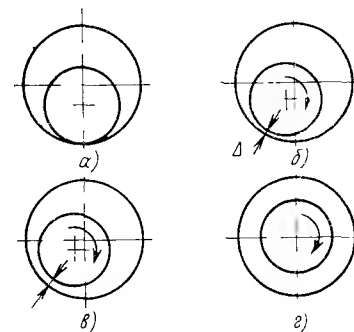


Рис 79. Положение вала в подшипнике при частоте вращения $n=0$ (*а*), малом и большом n (*б, в*) и $n \rightarrow \infty$ (*г*)

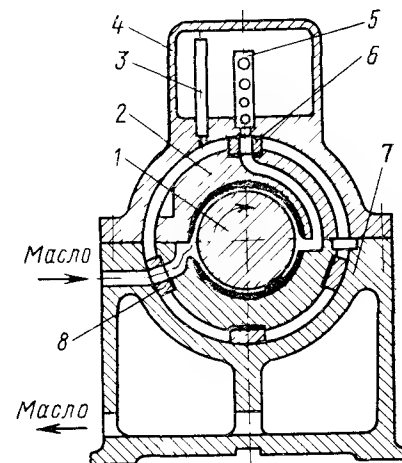


Рис 80 Опорный подшипник:

1 — вал, 2 — вкладыш, 3 — сливной маслосепаратор, 4 — крышка корпуса, 5 — труба, 6 — опорные колодки, 7 — корпус, 8 — жиклер

настолько большим, что вал как бы всплывает и лежит на масляной пленке (рис. 79, *б*). С ростом частоты вращения (n больше) зазор Δ увеличивается (рис. 79, *в*) и центр шейки вала при этом приближается к центру расточки вкладыша. Центры вала и расточки вкладыша могли бы совпасть только при бесконечной частоте вращения ($n \rightarrow \infty$) (рис. 79, *г*). Таким образом, при увеличении частоты вращения зазор Δ возрастает.

Наличие масляной пленки между валом и вкладышем возможно только в том случае, когда давление масла под валом уравновешивает нагрузку вала на вкладыш. На рис. 80 показан опорный подшипник, в расточке вкладыша 2 которого вращается шейка вала 1. Вкладыш состоит из двух половин и устанавливается в корпусе 7 на четырех опорных колодках 6 с цилиндрической внешней поверхностью. Колодки крепятся к вкладышу винтами. Между колодками и вкладышем устанавливаются прокладки, изменяя толщину которых можно изменять положение вкладыша по отношению к корпусу подшипника. Таким образом,

осуществляется центровка расточки вкладыша по отношению к расточкам концевых и диафрагменных уплотнений.

Подача масла в подшипник регулируется ограничительной шайбой — жиклером 8. Отработавшее масло выдавливается через радиальный зазор и стекает в корпус подшипника, откуда по сливному маслопроводу попадает в масляный бак.

На крышке 4 корпуса подшипника установлен аварийный бачок, куда при нормальной работе турбины поступает по трубе 5 масло из зазора между шейкой и вкладышем. Избыток масла через переливную трубу 3 сливается в корпус подшипника. При прекращении подачи масла (например, из-за разрыва напорного маслопровода) система защиты отключает турбогенератор от

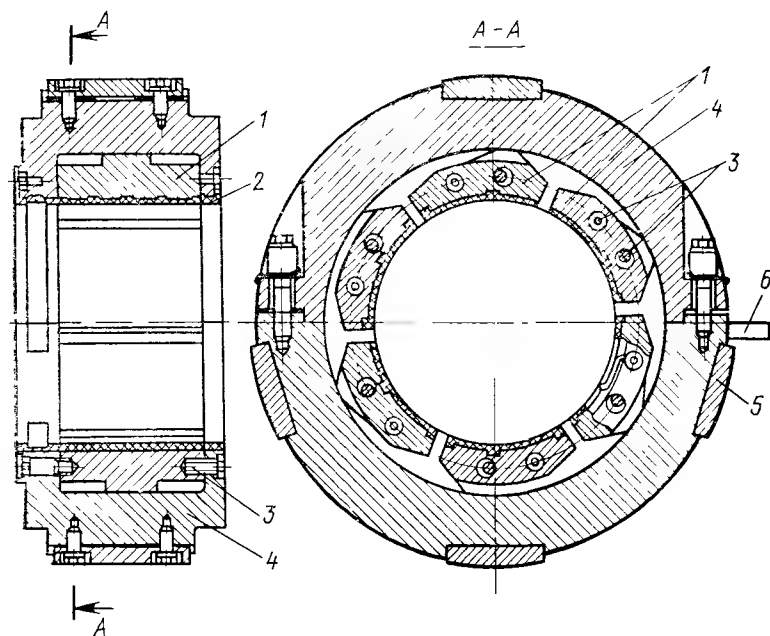


Рис 81 Сегментный опорный подшипник

1 — сегменты, 2 — уплотнение, 3 — штифты, 4 — вкладыш, 5 — установочные колодки, 6 — стопорная шайба

сети и прекращает подачу пара в турбину. Частота вращения ротора уменьшается, и масло подается из бачка по трубопроводу 5 через специальные отверстия.

Для нормальной работы вкладыша с цилиндрической расточкой необходимо в первую очередь выдерживать определенный зазор, что не всегда удается. Подшипники с цилиндрической расточкой до настоящего времени применяются во многих турбинах. Однако с ростом мощности турбин, а следовательно, и раз-

меров подшипников в ряде случаев вращение роторов в таких вкладышах становится неустойчивым и возникает интенсивная вибрация.

Для увеличения виброустойчивости ротора турбины выполняют овальную расточку. В этом случае масляный клин возникает не только в нижней части вкладыша, но и в верхней. При этом образуется сила давления на верхнюю часть шейки вала, которая препятствует развитию интенсивных колебаний вала.

Однако при очень больших мощностях турбин даже овальная расточка часто не обеспечивает достаточную виброустойчивость ротора турбины. Поэтому начали применять сегментные (многоклиновые) опорные подшипники (рис. 81), в которых на штифтах 3 свободно установлены шесть опорных сегментов 1. В рабочем состоянии сегменты опираются на внутреннюю поверхность вкладыша 4 и поворачиваются вокруг точки опоры, пока через нее не пройдет равнодействующая сила давления со стороны ротора.

Работа опорных подшипников с малыми радиальными зазорами, в частности сегментных, при полусухом трении, даже при использовании баббитовой заливки, недопустима из-за быстрого износа. Поэтому такие подшипники снабжают гидравлическим подъемом: под шейки вала подается под большим давлением масло, которое обеспечивает всплытие вала при трогании ротора и малой частоте вращения.

Упорные подшипники. Эти подшипники предназначены для восприятия осевого усилия, действующего на ротор, и фиксации ротора в определенном осевом положении так, чтобы обеспечивались требуемые осевые зазоры в проточной части турбины. В паровых турбинах используют сегментные упорные подшипники (рис. 82). Внутри вкладыша, состоящего из двух половин 1 и 4, расположено кольцо 2, на котором установлены упорные колодки 3. На валу турбины имеется упорный диск 5 (гребень), прилегающий своей торцевой поверхностью к поверхностям залитых баббитом упорных колодок. Масло подается к упорным колодкам так, что гребень 5 вращается в масляной ванне и прижимается осевым усилием к поверхности колодок. Между вращающимся гребнем и упорными колодками появляются клиновидные зазоры и образуется устойчивый масляный клин, давление в котором зависит от частоты вращения вала,

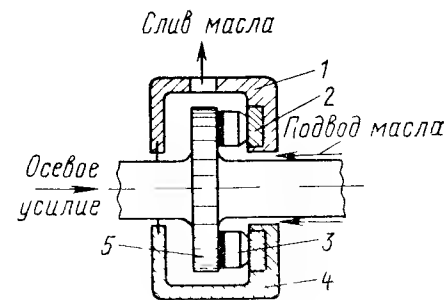
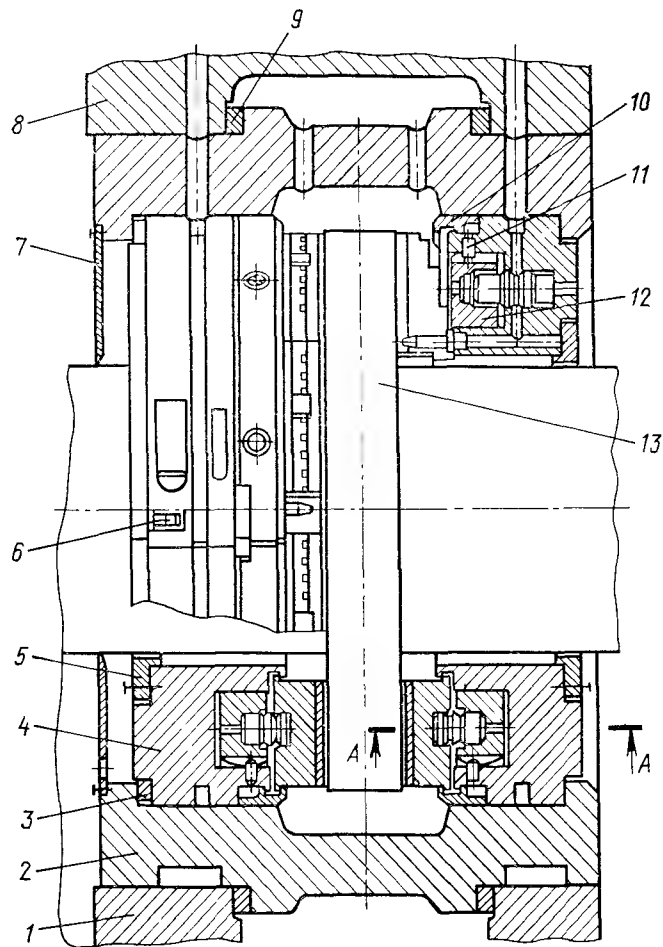


Рис 82 Сегментный упорный подшипник

1, 4 — верхняя и нижняя половины вкладыша, 2 — кольцо, 3, 5 — упорные колодки и гребень



A-A развернуто

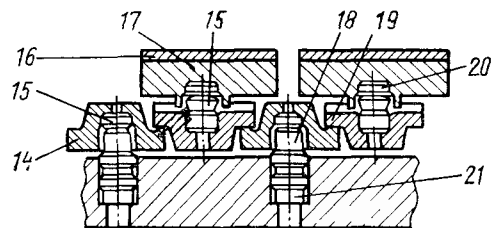


Рис. 83. Упорный подшипник конструкции ХТГЗ:

1, 14, 19 — средняя, нижняя и верхняя опоры, 2 — корпус, 3, 5, 9 — кольца, 4 — обойма, 6 — шпонка, 7 — маслоотбойный щиток, 8 — крышка опоры, 10 — полукольцо, 11 — штифт, 12 — сопло подачи аварийной смазки, 13 — упорный диск; 15, 18, 20 — упоры, 16 — накладка, 17 — опора колодки, 21 — втулка

размера зазора и осевого усилия. Упорные колодки могут поворачиваться вокруг ребра качения, изменяя конфигурацию клиновидного зазора в зависимости от осевого усилия.

Подшипник, показанный на рис. 82, можно использовать, если осевое усилие всегда направлено в одну сторону (в данном случае слева направо). Кроме того, при большом зазоре слева от гребня осевое положение ротора является неопределенным и малейшая сдвигка ротора влево по любым случайным причинам приводит к повреждению уплотнений и задеваниям. Поэтому в упорных подшипниках кроме основных (рабочих) колодок с противоположной стороны гребня устанавливают дополнительные.

В турбинах с постоянным направлением осевого усилия дополнительные колодки часто называют установочными, так как с их помощью устанавливают осевой разбег ротора между колодками. В крупных многоцилиндровых турбинах такого различия работы колодок не существует, так как при изменении режима работы направление осевого усилия может изменяться.

Несмотря на единство принципа действия, конструкции упорных подшипников турбин, выпускаемых разными заводами, имеют особенности. Для примера на рис. 83 показан упорный подшипник, применяемый в новых турбинах ХТГЗ.

Подшипник выполняется симметричным с уравнивающей рычажной системой, обеспечивающей равномерное распределение нагрузок между упорными подушками. Высокая несущая способность подшипника обеспечивается применением двухслойных охлаждаемых колодок, которые состоят из тонких стальных накладок 16, залитых баббитом, и жестких стальных опор 17, в которых установлены упоры 15. Накладка фиксируется на опоре штифтами и крепится к ней двумя зацепами и винтами. На поверхности опоры, обращенной к накладке, имеются каналы, по которым циркулирует протекающее в полости подшипника масло.

Колодки через запрессованные в них упоры 15 опираются на верхние опоры 19, в которые устанавливаются упоры 20 со сферической поверхностью. Верхние опоры плоскими поверхностями опираются на цилиндрические поверхности нижних опор 14, которые крепятся в обоймах 4. Между упором и обоймой установлены втулки 21. Верхние и нижние опоры фиксируются штифтами 11.

Собранная с опорами и колодками каждая половина обойм устанавливается в корпусе 2 подшипника. В осевом направлении обойма подшипника фиксируется кольцами 9.

Упорные подшипники других конструкций часто выполняют комбинированными: с общим вкладышем для упорной и опорной частей.

§ 34. Роторы

Ротор является одним из наиболее нагруженных элементов турбины. Конструкция ротора зависит от многих факторов: типа рабочих лопаток (активные или реактивные); начальных и конечных параметров пара; направления потока (осевое или радиальное); механических напряжений в элементах и др.

Виды роторов. Роторы выполняются цельноковаными, с насадными дисками (сборные), сварными, комбинированными и барабанными. Барабанные роторы используют только в реактивных турбинах.

Цельнокованные роторы, применяемые в ЦВД и ЦСД современных мощных паровых турбин (см. рис. 67—69), имеют диски, вытачиваемые заодно с валом из одной поковки. Обычно диаметры дисков таких роторов не превышают 1 м. В ином случае сложнее получить высококачественную поковку. В цельнокованом роторе отсутствуют ступицы дисков, поэтому длина проточной части турбины определяется только толщиной диафрагмы и полотна дисков.

Поскольку диаметры последних ступеней турбин значительны, а современная мегаллургическая и металлообрабатывающая промышленность не позволяет получать качественные поковки таких размеров, роторы ЦНД выполняют сборными (с насадными дисками) или сварными.

Роторы с насадными дисками состоят из вала и насаженных на него дисков с рабочими лопатками. Обычно диски имеют обод, полотно и ступицу. На ободе выполняются пазы для крепления лопаток. Так как центробежные силы, действующие на вращающиеся диски, увеличиваются от их периферии к центру, толщина дисков должна быть тем больше, чем ближе к оси вращения турбины. В месте посадки на вал на дисках выполняют ступицу. Крутящий момент передается от дисков валу трением, создаваемым контактным давлением, возникающим вследствие того, что диски насаживают на вал с натягом. Для гарантированной передачи крутящего момента между каждым диском и валом устанавливают шпонку. Иногда между дисками ЦНД устанавливают торцевые шпонки, которые связывают их со втулкой насаженной на вал и связанной с ним осевой шпонкой.

Сварные роторы, изготавливаемые из отдельных поковок с последующей сваркой их кольцевыми швами, имеют ряд преимуществ перед сборными. Так, в сварных роторах диски не насаживают на вал, и они не имеют центрального сверления, что повышает их прочность примерно вдвое. Профиль диска можно выбрать таким, чтобы напряжения по радиусу были неизменными. Это уменьшает осевые размеры ступеней и соответственно длину ротора. Основной трудностью при изготовлении таких роторов является необходимость высококачественной сварки.

Комбинированные роторы, примерами которых могут служить ротор ЦСД турбины Т-100-130 (см. рис. 68) и ротор ЧСД—ЧНД турбины ПТ-60-130/13 (см. рис. 69), имеют первые ступени с дисками, откованными заодно с валом, а последние — с насадными дисками.

Детали роторов. В паровых турбинах большой мощности насчитывается несколько тысяч рабочих и сопловых лопаток, трудоемкость изготовления которых составляет около 20—25% трудоемкости изготовления всей турбины. Наиболее ответственной частью ротора являются рабочие лопатки, которые находятся в наиболее тяжелых условиях, так как на них действуют постоянные и переменные силы. Постоянные силы вызывают растягивающие и изгибающие напряжения, а переменные — вибрацию.

Рабочая лопатка относительно небольшой длины показана на рис. 84, а. Короткие лопатки, т. е. лопатки с отношением среднего диаметра ступени к ее длине $\theta = d/l > 10$, выполняют постоянного по высоте профиля. Основным элементом лопатки является перо (рабочая часть) 1, профиль сечения которого обеспечивает минимальные потери энергии при обтекании паром. Рабочую часть чаще всего выполняют за одно с хвостовиком 4, которым лопатка крепится на диске. На торцевой поверхности рабочей части лопатки фрезеруется шип 3, на котором закрепляется бандажная лента 2 с уплотнительными гребнями. Шипы после насадки бандажа расклепывают.

Длинные лопатки (рис. 84, б) выполняют переменного по высоте профиля и с уменьшающейся к периферии площадью его поперечного сечения. Для лопаток большой длины наряду с лен-

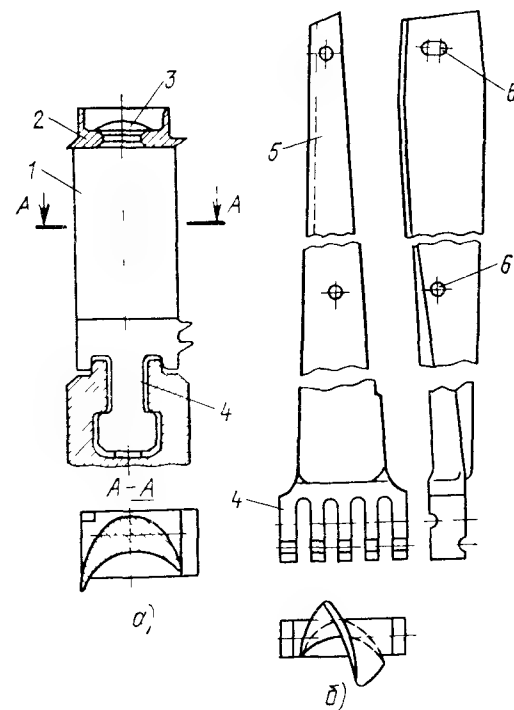


Рис. 84. Рабочая лопатка с постоянным (а) и переменным (б) по высоте профилем: 1 — перо, 2 — бандаж, 3 — шип, 4 — хвостовик, 5 — наладка, 6 — отверстия

точным или другой конструкции бандажом применяют проволочные связи для ликвидации некоторых опасных колебаний. На рис. 84, б показаны отверстия б, выполненные в лопатке для последующей установки проволочных связей. Периферийная часть лопатки вблизи входной кромки имеет специальные накладки 5 или ее специально обрабатывают для уменьшения эрозии, так как лопатки с малым отношением d/l работают чаще всего в области влажного пара.

Одним из ответственных элементов лопатки является ее хвостовик 4, воспринимающий механические нагрузки, действующие на лопатку, и передающий их диску. Конструкция и размеры хвостовика зависят от нагрузки. Так, короткие лопатки часто имеют Т-образный хвостовик (рис. 84, а), а длинные лопатки последних ступеней, имеющие переменный профиль, — вильчатый (рис. 84, б).

§ 35. Соединительные муфты и валоповоротные устройства

Муфты. Для соединения роторов отдельных цилиндров турбины, а также ротора турбины с ротором генератора в единый валопровод служат жесткие, полужесткие (полугибкие) или гибкие (подвижные) соединительные муфты. В современных мощных турбинах в основном применяют жесткие и полужесткие муфты.

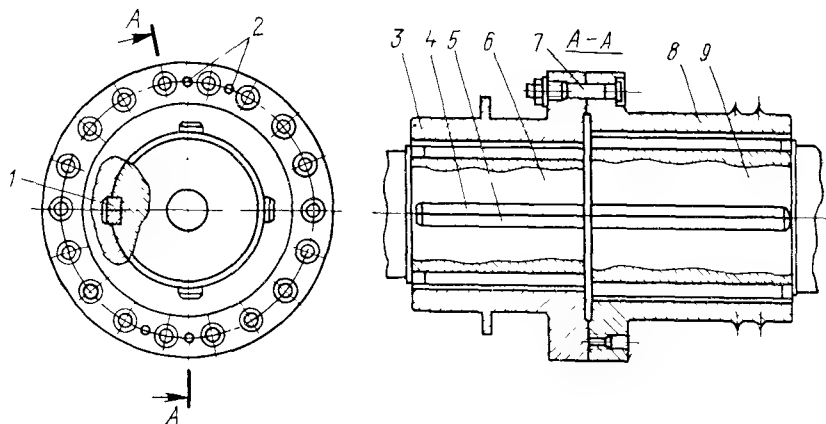


Рис. 85. Жесткая муфта конструкции ХТГЗ:

1 — винт, 2, 7 — конические и призонные болты, 3, 8 — полумуфты, 4, 5 — шпонки, 6, 9 — концы валов

Жесткая муфта конструкции ХТГЗ (рис. 85) состоит из двух полумуфт 3 и 8, насаженных соответственно на концы валов 6 и 9 и соединенных призонными болтами 7. Иногда полумуфты отковывают заодно с валом. Каждая полумуфта связана с ротором помимо сил трения, возникающих при горячей посадке, рав-

номерно расположенными по окружности цилиндрическими осевыми штифтами. Вместо штифтов могут использоваться составные клинообразные шпонки, длинная часть 4 которых входит в шпоночный паз до упора, а затем вставляется короткая часть 5. Короткая часть шпонки стопорится винтом 1. Для взаимной фиксации полумуфт служат конические болты 2. Передача крутящего момента происходит вследствие сил трения, возникающих между торцевыми поверхностями полумуфт при затяжке призонных болтов 7. Достоинство жестких полумуфт — простота и надежность, но они требуют большой точности изготовления и высококачественного монтажа.

Полужесткая муфта, ранее широко использовавшаяся на ЛМЗ, показана на рис. 86. Полумуфты 3 и 8 закрепляют

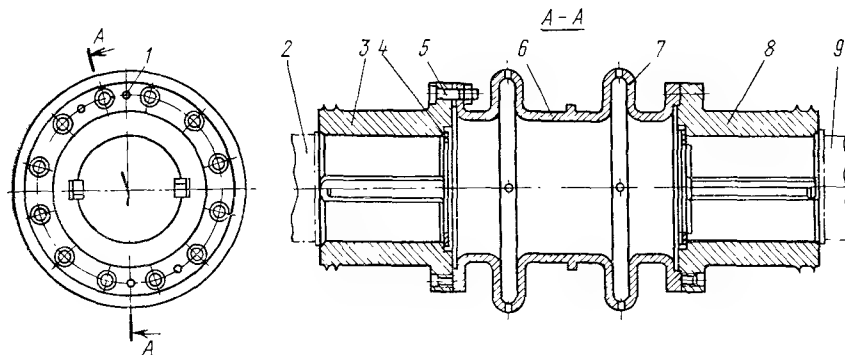


Рис. 86. Полужесткая муфта конструкции ЛМЗ:

1, 5 — конические и призонные болты, 2, 9 — концы валов, 3, 8 — полумуфты, 4 — гайки, 6 — соединительный элемент, 7 — компенсатор

соответственно на конических концах валов 2 и 9 так же, как и в жесткой муфте, с той разницей, что в некоторых случаях применяют дополнительное крепление специальными гайками 4. Между полумуфтами устанавливают соединительный элемент 6 с ним или несколькими компенсаторами 7, выточенными заодно с фланцами. Для взаимной фиксации соединительного элемента и полумуфт служат конические болты 1. После установки этих болтов затягивают с определенной силой призонные болты 5. Компенсаторы 7 допускают небольшой излом осей соединяемых валов, но не позволяют смещаться полумуфтам в осевом направлении; такие муфты называются полужесткими.

Валоповоротные устройства. Для равномерного прогрева и остывания роторов соответственно при пуске и остановке турбин вал турбины необходимо вращать. В ином случае произойдет искривление неподвижного вала. Для вращения ротора турбины перед ее пуском и после прекращения подачи пара служит валоповоротное устройство. Валоповоротное устройство — это редуктор, ведомым валом которого является вал турбины, а к ве-

душему валу через муфту (механическую — жесткую или гидро-муфту) присоединен вал электродвигателя.

Валоповоротное устройство, применяемое в турбинах ТМЗ, показано на рис. 87. Если ведущая шестерня 4 находится в крайнем правом положении, она зацепляется с ведомой шестерней 2. При этом валоповоротное устройство можно включить автоматически или вручную.

При автоматическом включении рычаг 9, нажимая на концевой выключатель, включает электродвигатель и вал турбины на-

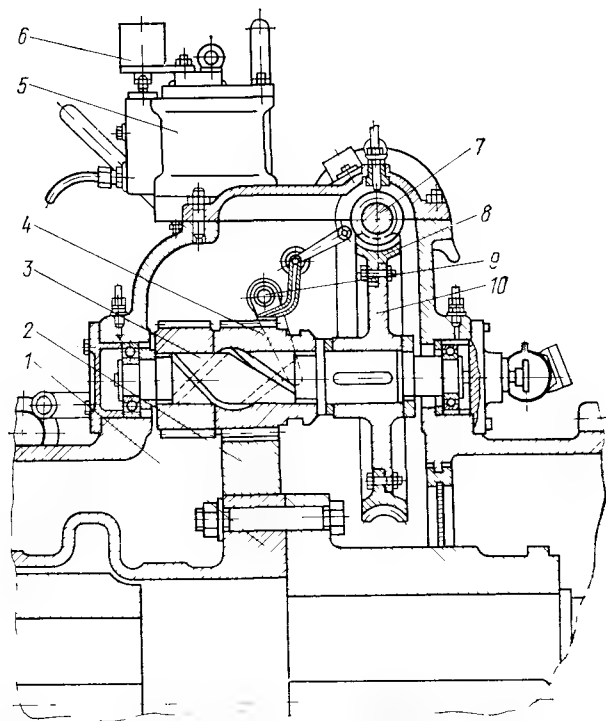


Рис. 87. Валоповоротное устройство:

1 — соединительная муфта, 2, 4 — ведомая и ведущая шестерни, 3, 8, 10 — вал, обод и ступица червячного колеса, 5 — сервомотор, 6 — электромагнит, 7, 9 — червяк, 9 — рычаг

чинает вращаться с частотой 3—4 об/с. В момент, когда вал турбины под действием парового потока ускорит свое вращение до частоты, превышающей частоту вращения валоповоротным устройством, изменяется осевое усилие, действующее на шестерню 4, которая автоматически сдвигается в крайнее левое положение и отключает валоповоротное устройство.

При ручном включении необходимо переместить шестерню 4 из крайнего левого положения в крайнее правое. Для этого перемещением рычага 9 (вручную или автоматически сервомото-

ром) поворачивают вал 11 с расположенным на нем внутренним вильчатым рычагом и смещают вправо ведущую шестерню 4, которая зацепляется с ведомой 2.

Контрольные вопросы

1. Из каких основных элементов состоит статор турбины?
2. Как организованы тепловые расширения корпуса турбины?
3. Из каких основных элементов состоит ротор турбины?
4. Какие роторы используют в турбинах?
5. Для чего служат опорные и упорные подшипники в турбинах?
6. Каковы особенности жестких и полужестких муфт?
7. Каково назначение валоповоротного устройства?

Глава восьмая

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 36. Назначение и принцип действия

Конденсационные устройства в паротурбинных установках выполняют роль холодного источника, понижение температуры которого повышает термический КПД цикла. В холодном источнике происходит конденсация отработавшего пара. Образующийся конденсат может быть сохранен, а затем использован в качестве питательной воды для котла. Таким образом, назначением конденсационных устройств является: установление и поддержание глубокого разрежения в выходном патрубке турбины и получение чистого конденсата для питания котла.

Конденсационная установка (рис. 88) состоит из: конденсатора 1, циркуляционного 2, конденсатного 3 и воздушного 4 (эжектора) насосов и двигателей для их привода, турбопроводов и арматуры.

Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор 1, представляющий собой теплообменный аппарат (обычно поверхностного типа), в котором происходит его конденсация. Для отвода теплоты, выделяющейся при конденсации пара, через трубки конденсатора непрерывно прокачивается циркуляционным насосом 2 охлаждающая вода, которая подается из водоема или бассейна градирни. Образовавшийся в результате конденсации пара конденсат откачивается из конденсатора конденсатным насосом 3 и подается в систему регенеративного подогрева питательной воды.

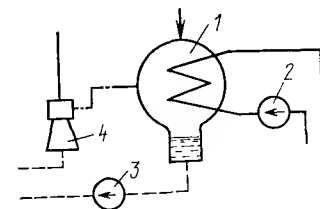


Рис. 88 Схема простейшей конденсационной установки: 1 — конденсатор, 2, 3, 4 — циркуляционный, конденсатный и воздушный насосы

Для поддержания установившегося в конденсаторе разрежения необходимо из его паровой части непрерывно удалять неконденсирующиеся газы (в основном воздух), которые попадают в конденсатор вследствие неплотностей. Эту задачу выполняет воздушный насос 4, в качестве которого обычно используют пароструйный (паровой) или водоструйный (гидравлический) эжектор.

Необходимым условием конденсации пара является непрерывный отвод теплоты, выделяющийся при переходе пара в жидкость, т. е. теплоты конденсации. Этот отвод теплоты совершается в результате теплообмена конденсирующегося пара с охлаждающей водой через стенки конденсаторных трубок, образующих поверхность охлаждения конденсатора F_k . Поверхность охлаждения определяется количеством пара, которое можно сконденсировать в конденсаторе при заданных условиях теплообмена:

$$F_k = Q / (\alpha \Delta \bar{t}_{cp}), \quad (146)$$

где Q — количество теплоты, передаваемой охлаждающей воде при конденсации пара, Дж/с (Вт); α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); $\Delta \bar{t}_{cp}$ — средний температурный напор (разность температур) между паром и водой, К.

В этой формуле F_k (м²) — суммарная площадь поверхности конденсаторных трубок — может быть определена по внешнему или по внутреннему их диаметру, в зависимости от того, к какой поверхности отнесен коэффициент теплоотдачи.

В конденсатор поступает не чистый пар, а смесь пара (как правило, насыщенного или с некоторой степенью влажности) с конденсирующимися газами (в основном воздухом), которую принято называть *паровоздушной смесью*. По мере движения паровоздушной смеси вдоль поверхностей охлаждения и конденсации пара его температура снижается. Это объясняется тем, что снижается парциальное давление пара, так как уменьшается его массовая доля в общей массе паровоздушной смеси. Кроме того, снижается общее давление паровоздушной смеси вследствие парового сопротивления конденсатора при обтекании потоком смеси его трубок. Особенно заметно воздух влияет на температуру пара в конце процесса конденсации.

Процесс конденсации пара можно разделить на две стадии. В первой практически отсутствует заметное влияние воздуха на температуру пара. Во второй воздух влияет не только на снижение температуры пара, но и на характер самого процесса передачи теплоты от паровоздушной смеси к охлаждающей воде.

Поскольку условия теплопередачи в начальной и конечной стадиях процесса конденсации различны, для каждой из них в конденсаторе имеется своя теплообменная зона, сконструированная с учетом присущих ей особенностей. Зону, занимающую наибольшую поверхность теплообмена, называют *зоной массовой*

конденсации. В этой зоне протекает первая стадия процесса и конденсируется основная масса пара при ничтожно малом изменении температуры. Вторая зона, называемая *воздухоохладителем*, предназначена для завершения процесса конденсации.

Рассмотрим устройство конденсатора (рис. 89). По концам корпуса 1 конденсатора расположены трубные доски 2 с завальцованными трубками 3, а за ними — водяные камеры 4 и 7. Ох-

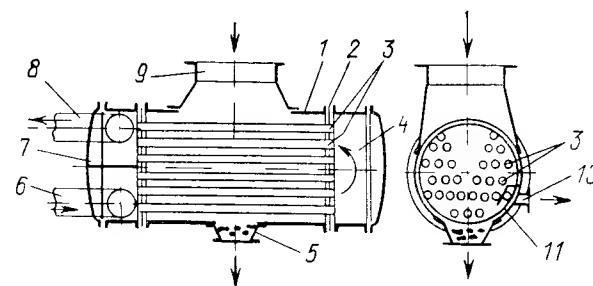


Рис. 89. Поверхностный конденсатор:

1 — корпус, 2 — трубные доски, 3 — трубки, 4, 7 — водяные камеры, 5 — конденсаторосборник, 6, 8 — подводящая и отводящая трубы, 9, 10 — патрубки, 11 — воздухоохладитель

лаждающая (циркуляционная) вода подается по трубе 6 в нижнюю половину водяной камеры 7, проходит по трубкам 3 в водяную камеру 4 и, возвращаясь по трубкам, расположенным в верхней половине конденсатора, поступает в верхнюю половину камеры 7 и удаляется через отводящую трубу 8. Отработавший пар поступает в конденсатор из турбины через патрубок 9, конденсируется на поверхности трубок 3, и конденсат откачивается конденсатным насосом из конденсаторосборника 5. Трубки 3 занимают подавляющую часть пространства конденсатора и составляют зону массовой конденсации.

Воздух из зоны 11, называемой воздухоохладителем, отсасывается через патрубок 10. Вместе с воздухом частично отсасывается пар. Чтобы максимально уменьшить количество отсасываемого пара и охладить воздух, их смесь проходит через воздухоохладитель 11, представляющий собой группу отделенных перегородкой трубок, на поверхности которых происходит конденсация пара из паровоздушной смеси.

Рассматриваемый конденсатор является двухходовым. Если бы вода подавалась в водяную камеру конденсатора с одной стороны и, пройдя все трубки, поступала бы в водяную камеру с другой стороны, откуда удалялась бы, такой конденсатор являлся бы одноходовым.

Конденсаторные трубки компонуются в конденсаторе из отдельных групп — трубных пучков. В пределах одного пучка трубки имеют определенную систему расположения, соответствующую разбивке отверстий на трубной доске. Особенностью

компоновки трубного пучка конденсаторов современных паровых турбин является выполнение его в виде ленты. Ленточная компоновка увеличивает периметр входной части основного пучка и снижает скорость натекания пара на трубки, что уменьшает паровое сопротивление конденсатора.

Крепление трубок в трубной доске должно исключать проникновение циркуляционной воды в паровое пространство во избежание загрязнения конденсата солями. В современных конденсаторах такое крепление выполняют вальцовкой (рис. 90) специальным приспособлением — вальцовочным пистолетом. Особенно эффективным средством уменьшения присосов циркуляционной воды является применение двойных трубных досок с подачей в пространство между ними конденсата. Если же применяют одинарные трубные доски, на их поверхность часто наносят специальное битумное покрытие.

Рис. 90. Крепление конденсаторных трубок в трубной доске:
1 — конденсаторная трубка, 2 — двойная трубная доска

Места присосов необходимо обнаружить и принимать меры для их ликвидации. Для этого в конденсаторах выполняют так называемые соленые отсеки. Циркуляционная вода, проникающая через неплотности вальцовки, попадает в специальный отсек, образованный основной и дополнительной трубными досками, и удаляется дренажным насосом с некоторым количеством конденсата.

Рассмотрим конструкцию двухходового конденсатора К-9115 ХТГЗ (рис. 91), который имеет сварной стальной корпус, с установленными по концам трубными досками с большим количеством (около 12 тыс.) закрепленных в них тонкостенных трубок, водяных камер 2 и 5 и переходного патрубков. При расходе пара около 330 т/ч и охлаждающей воды 20 800 м³/ч давление пара составляет 3,4 кПа. Трубный пучок — ленточный. Разбивка трубок выполнена в виде шестилепестковой фигуры, симметричной относительно вертикальной оси конденсатора, с наружными тупиковыми проходами вглубь пучка и внутренними свободными от трубок каналами, сходящимися в его центре.

В центральной части конденсатора расположен воздухоохладитель 8, представляющий собой кольцевой трубный пучок 6, снабженный системой кожухов, обеспечивающих три хода паровоздушной смеси с последующим уменьшением площади сечения прохода при продольном омывании охлаждающих трубок. В центре воздухоохладителя установлена труба 9 для отсоса воздуха из конденсатора. Трубный пучок, включая воздухоохладитель и центральную трубу, разделен по вертикали глухой пере-

городкой на две половины и опирается по длине на пять промежуточных трубных досок.

Охлаждающие трубки развальцованы с двух сторон в двойных трубных досках. Для предохранения трубок от ударного действия поступающего в конденсатор пара в наиболее уязвимых участках трубного пучка по периферии установлены утолщен-

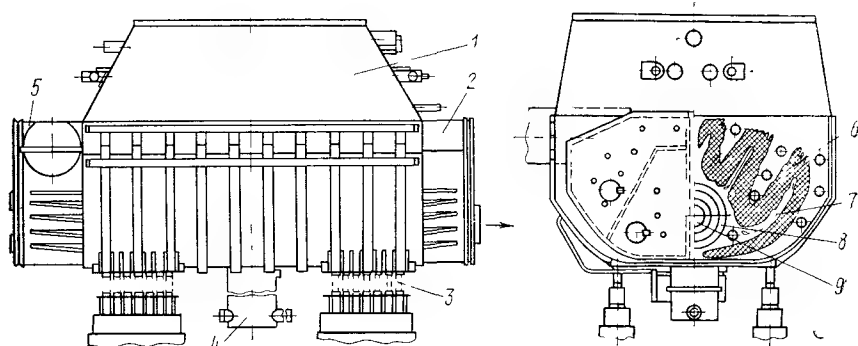


Рис. 91. Двухходовой конденсатор конструкции ХТГЗ:

1 — переходный патрубок, 2, 5 — водяные камеры, 3 — пружины, 4 — конденсатосборник, 6 — трубный пучок, 7 — паровой щит, 8 — воздухоохладитель, 9 — труба для отвода воздуха

ные трубки диаметром 28×2 мм; в основном же трубный пучок состоит из трубок диаметром 28×1 мм.

В отдельных внутренних участках трубного пучка, а также в крайних трубках, где возможны скопления конденсата, установлены открытые сверху дренажные трубки-желобки для отвода конденсата с вышележащих трубок к трубным доскам. Для этой же цели служат паровые щиты 7, расположенные во внутренних, свободных от трубок каналах трубного пучка. Это позволяет отводить конденсат, образующийся на верхних рядах трубок, непосредственно в конденсатосборник 4, минуя расположенные ниже трубки, что уменьшает толщину пленки конденсата на них и улучшает теплообмен.

Переходный патрубок 1, соединяющий конденсатор с выхлопным патрубком турбины, имеет сечение, расширяющееся в сторону конденсатора, и выполнен из четырех плоских наклонных листов, укрепленных изнутри ребрами и перекрестными тягами. Во внутренней полости переходного патрубка размещены выводные трубы отборов пара из части низкого давления турбины. Концы этих труб выходят наружу через стенки патрубка.

Конденсатор поддерживается четырьмя группами пружин 3, закрепленными на нижней плите фундамента турбины.

§ 37. Охлаждение циркуляционной воды

Как указывалось в § 36, конденсатор паротурбинной установки является холодным источником. Для того чтобы температура холодного источника была постоянной, необходимо, чтобы циркуляционная вода имела постоянную температуру. Поэтому воду забирают из моря, большого озера или реки, а затем сбрасывают ее (например, при речном водоснабжении — ниже по течению). Такая система водоснабжения, называемая *прямоточной*, совершенна и экономична и позволяет получать глубокий вакуум благодаря постоянному использованию свежей воды для конденсаторов турбин. Между тем возможности использования прямоточной системы вследствие вызываемого при сбросе подогрева воды рек и озер, недопустимого по экологическим соображениям, ограничены.

Поскольку мощности ТЭС и АЭС растут, а для производства 1 кВт·ч электроэнергии требуется от 130 до 200 л охлаждающей воды, поэтому, учитывая дефицит пресной воды и важность ее экономии, в настоящее время наибольшее распространение получают системы оборотного водоснабжения, которые могут быть трех типов: с водохранилищами-охладителями, с градирнями и с брызгальными устройствами.

Оборотное водоснабжение с водохранилищами и охладителями является наиболее распространенной системой водоснабжения действующих конденсационных электростанций Советского Союза и часто применяется на электростанциях других стран. При такой системе главный корпус электростанции располагают вблизи берега пруда, а циркуляционные насосы устанавливают на береговой насосной. Водоприемное устройство и насосную размещают у более глубокого места пруда, вблизи плотины. Нагретая в конденсаторах турбин вода сливается в водохранилище на некотором расстоянии от места приема, что обеспечивает необходимое ее охлаждение на пути от места слива до места забора.

Требуемая для охлаждения воды площадь водохранилища зависит от мощности станции, ее тепловой нагрузки, климатических условий района и формы пруда.

Оборотное водоснабжение с градирнями — искусственными охладителями — широко распространено на ТЭЦ и в настоящее время все чаще применяется на конденсационных электростанциях. Схема такого водоснабжения показана на рис. 92. Циркуляционная вода из водосбросного бассейна 2 через подводные самотечные водоводы 3 циркуляционными насосами 5 подается к конденсаторам 6. Нагретая вода направляется по сливным напорным трубопроводам в градирню 1, где охлаждается и стекает в водосбросной бассейн 2.

Основная рабочая часть градирни — оросительное устройство, в котором вода, подлежащая охлаждению после конденса-

тов турбин, разделяется на струи и капли и стекает в виде пленки вниз по щитам. Соприкасаясь с атмосферным воздухом, поступающим в оросительное устройство через окна, вода охлаждается. Нагретый и насыщенный водяными парами воздух обычно отводится вверх под действием естественной тяги.

Оборотное водоснабжение с брызгальными устройствами имеет искусственный охладитель (рис. 93)

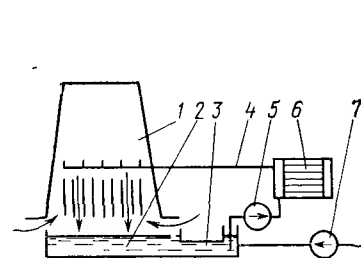


Рис. 92. Схема оборотного водоснабжения с градирнями:

1 — градирня, 2 — водосбросной бассейн, 3 — водовод, 4 — напорный трубопровод, 5, 7 — насосы циркуляционный и добавочной воды, 6 — конденсатор

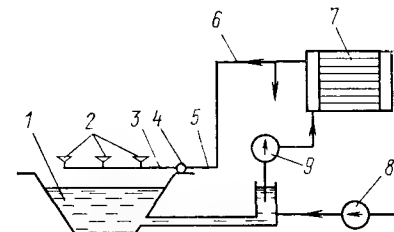


Рис. 93. Схема оборотного водоснабжения с брызгальными устройствами:

1 — водосбросной бассейн, 2 — разбрызгивающее сопло, 3, 6 — распределительный и напорный трубопроводы, 4 — коллектор, 5 — подводный канал, 7 — конденсатор, 8, 9 — насосы добавочной воды и циркуляционный

(брызгальные устройства), который состоит из сопла 7, разбрызгивающих нагретую в конденсаторах 1 циркуляционную воду. Сопла устанавливают на трубопроводах 6, монтируемых на опорах над бассейном 8, откуда охлажденная вода по каналу 3 подводится к конденсаторам турбин. Вода после конденсаторов подается по трубопроводам 4 к соплам, вытекая из них в виде фонтанов. В струях фонтанов вода охлаждается воздухом и собирается в бассейне.

Удельная площадь поверхности земли, необходимая для брызгальных устройств, составляет 0,06—0,12 м²/кВт, что в 6 раз больше, чем для градирен.

Контрольные вопросы

1. Из каких основных элементов состоят конденсационные установки турбин?
2. Каково назначение конденсатора?
3. Из каких элементов состоит конденсатор?
4. Какие системы водоснабжения паротурбинных установок вы знаете?
5. Как охлаждается циркуляционная вода?

§ 38. Система маслоснабжения

В современных турбинных установках для смазывания подшипников используют минеральное (полученное из нефти) или синтетическое огнестойкое масло. В системах автоматического регулирования турбин для передачи управляющих импульсов также используют масло (или воду). Система маслоснабжения предназначена для подачи масла в подшипники турбины, генератора и возбuditеля, а также в систему автоматического регулирования, если она работает не на воде. Эта система должна быть повышенной надежности, так как даже короткие перерывы в подаче масла приводят к тяжелым авариям.

В большинстве случаев система смазывания подшипников совмещается с системой подачи масла в элементы регулирования турбины. Для смазывания подшипников необходимо давление масла $(1,5 \div 1,7) \cdot 10^5$ Па, а в системе регулирования — до $1,3 \cdot 10^6$ Па. Обычно применяют два масляных насоса: низкого давления — для подшипников и высокого — для системы регулирования. Иногда один насос высокого давления обслуживает обе системы. В этом случае смазка подается к подшипникам через понижающие давление редукционные клапаны.

Основными элементами системы маслоснабжения являются: главный масляный бак, аварийные, резервные и пусковые маслонасосы. Схема системы маслоснабжения подшипников турбины показана на рис. 94. Главный масляный насос 15 засасывает масло из масляного бака и подает его под давлением $1,3 \cdot 10^6$ Па в систему регулирования. Часть масла через редукционный клапан 16, понижающий давление до $1,6 \cdot 10^5$ Па, направляется на смазывание подшипников турбины и генератора, предварительно пройдя маслоохладитель, где остывает до $35-40^\circ\text{C}$. Необходимое давление за маслоохладителем поддерживается с помощью сливного клапана 8, сбрасывающего избыток масла в масляный бак. После подшипников турбины 14 масло по сливным трубопроводам 6, 9 и 13 сливается в масляный бак. Так как главный масляный насос 15 приводится во вращение непосредственно ротором турбины, то, когда турбина не работает, масло не подается. При пуске турбины используется пусковой турбонасос 2, который подает масло в систему до редукционного клапана 16 и обеспечивает работу системы до того момента, когда главный масляный насос создаст необходимый напор масла.

При аварийной остановке турбины, как только давление падает до $1,2 \cdot 10^6$ Па, автоматически включается аварийный насос с приводом от электродвигателя (электронасос) 1, который пода-

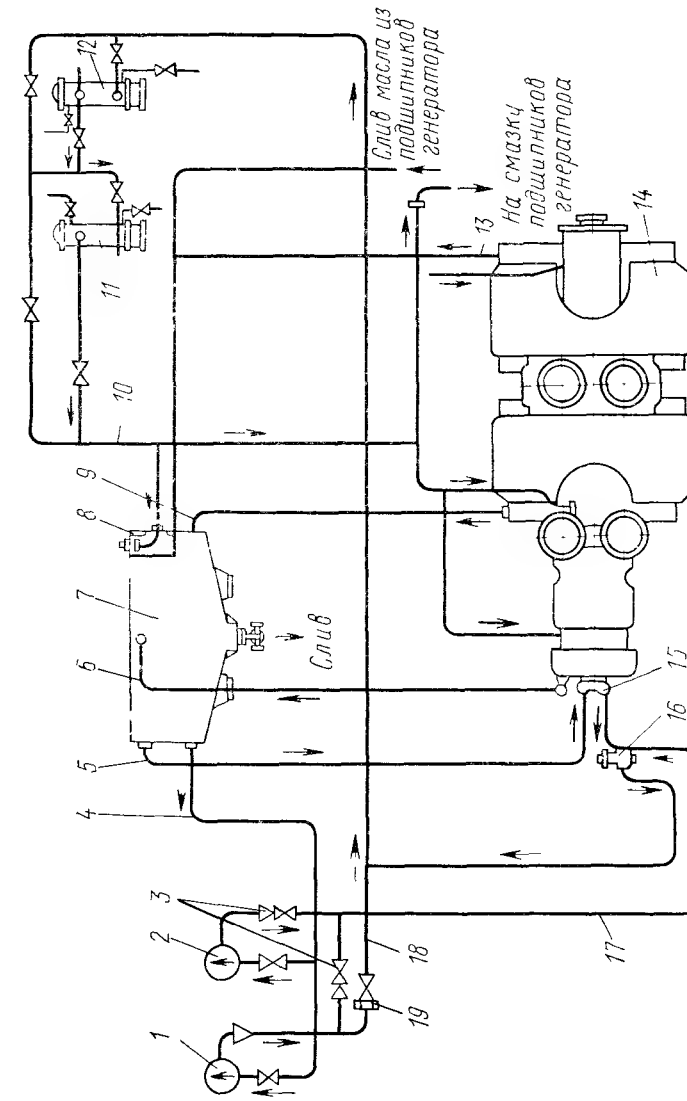


Рис. 94. Схема системы маслоснабжения подшипников турбины насосом объемного типа:

1 — электронасос, 2 — масляный пусковой турбонасос, 3 — задвижки и обратные клапаны, 4 — всасывающий трубопровод, 5 — всасывающий трубопровод главного насоса, 6, 9, 13 — трубопроводы слива масла из переднего, среднего и заднего подшипников, 7 — масляный бак, 8 — сливной клапан, 10 — трубопровод смазывания подшипников, 11 — обводной масляный провод очистки маслоохладителей, 12 — предохранительный клапан, 14 — подшипники, 15 — главный масляный насос, 16 — редукционный клапан, 17 — нагревательные трубопроводы, 18 — датчик, 19 — дросселирующая диафрагма.

ет масло под давлением $3,5 \cdot 10^5$ Па в систему смазывания турбины до пуска турбонасоса.

В такой системе маслоснабжения в качестве главного масляного используется зубчатый винтовой насос (насос объемного типа). Широко распространена система маслоснабжения (рис. 95), в которой используется главный масляный насос 4 центробежного типа, непосредственно соединенный с валом турбины.

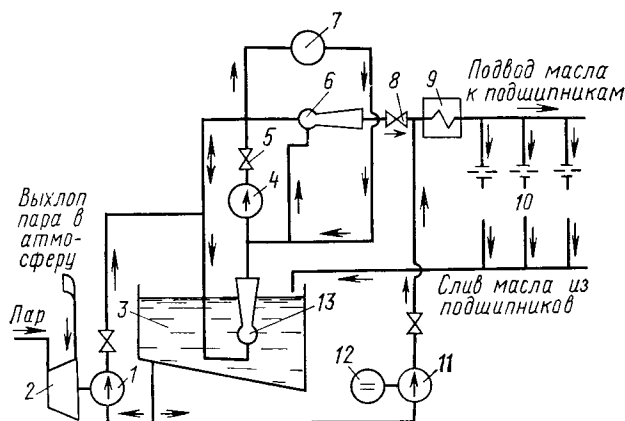


Рис. 95. Схема системы маслоснабжения подшипников турбины с насосом центробежного типа:

1, 2 — пусковой турбонасос и его турбина, 3 — масляный бак, 4 — главный масляный насос, 5, 8 — обратные клапаны, 6, 13 — инжекторы, 7 — система регулирования, 9 — маслоохладитель, 10 — подшипники, 11 — аварийный масляный электронасос, 12 — электродвигатель постоянного тока

Насос качает масло и создает необходимое давление, если он и всасывающая линия заполнены маслом. С этой целью инжектор 13 установлен непосредственно в масляном баке и обеспечивает подачу масла под небольшим давлением $(0,3 \div 0,5) \cdot 10^5$ Па. Перед пуском турбины включают пусковой турбонасос 1, подающий масло в систему регулирования и к инжекторам 13 и 6. Инжектор 6 служит для подачи масла при давлении $(1 \div 1,5) \times 10^5$ Па к подшипникам турбины и электрогенератора.

С увеличением частоты вращения ротора растет давление масла за главным масляным насосом. Когда оно становится больше давления, развиваемого пусковым турбонасосом, открывается обратный клапан 5 и закрывается обратный клапан 2 и турбонасос отключается. При аварийном снижении давления масла включается аварийный масляный электронасос 11. Количество масла, поступающего к каждому подшипнику, регулируется с помощью дозирующих шайб, установленных на напорных маслопроводах.

Масляный бак (рис. 96), обычно размещаемый под полом машинного зала вблизи передней части турбины, имеетмести-

мость, зависящую от ее типа, количества подшипников и частоты вращения ротора. Масла в баке должно хватать на 4—8 мин работы главного масляного насоса. Смазка сливается из подшипников в правую часть бака и проходит через фильтры 5 грубой очистки, выполненные из мелкой металлической сетки. В местах подвода сливных труб в масляном баке на уровне поверхности масла находятся карманы, в которых задерживается пена и

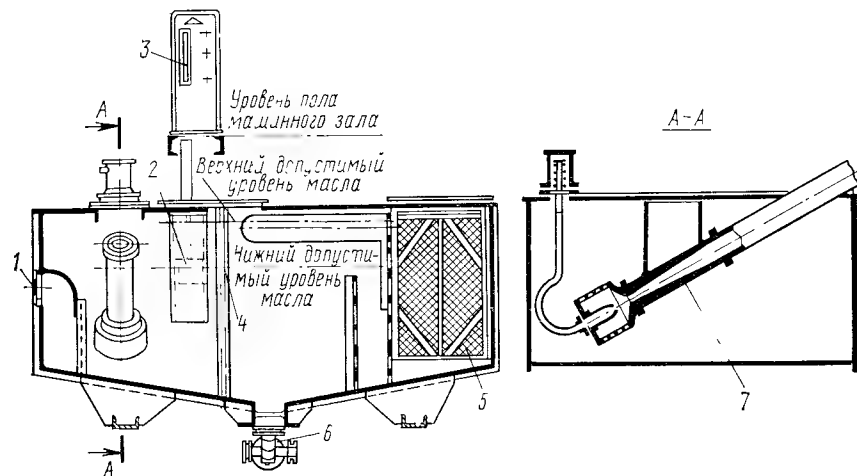


Рис. 96. Масляный бак турбины:

1 — всасывающая труба главного масляного насоса, 2 — маслоснабжение, 3 — шкала, 4, 5 — фильтры, 6 — линия слива масла, 7 — масляный инжектор

удаляются содержащиеся в масле газы. Грязь вместе с водой собирается на дне бака и сливается через отверстие 6 в нем. Фильтры 4 тонкой очистки из более частой металлической сетки, чем фильтры 5, отделяют правую часть бака от левой, откуда масло поступает к главному масляному насосу, турбонасосу и электронасосу.

Отсек отсоса масла отделен от остальной части бака металлическим листом с крупными отверстиями, который позволяет задерживать крупные предметы, случайно попавшие в масляный бак (инструмент и др.). В баке расположен масляный инжектор 7, подающий масло к подшипникам. Контролируют уровень масла в баке по шкале 3 поплавкового маслоснабжения, оснащенного электрическими контактами, которые включают сигнал при предельно низком или предельно высоком уровне масла в баке.

Маслоохладитель представляет собой стальной или чугунный корпус с большим количеством трубок, через которые проходит охлаждающая вода и которые снаружи омываются маслом. Водяные камеры маслоохладителя отделены от пространства, занятого маслом, трубными досками. Масло поступает в маслоохла-

дитель снизу и, перемещаясь вверх, омывает трубки в поперечном направлении. Чтобы вода не попадала в масло через неплотности соединений, давление масла в охладителе больше давления воды.

Так как температура воспламенения минерального масла значительно меньше температуры перегретого пара, при утечках масла возможно возникновение пожара. Поэтому все элементы и трубопроводы маслосистемы тщательно контролируют на отсутствие дефектов, трещин и неплотностей.

§ 39. Система автоматического регулирования

Основным назначением систем автоматического регулирования турбин, обеспечивающих подачу энергии в общую электрическую сеть, является такое изменение их нагрузки, чтобы частота электрического тока в сети оставалась постоянной. Как известно, для изменения мощности турбины необходимо увеличить или уменьшить расход пара, открывая или прикрывая регулирующие клапаны. Воздействует на регулирующие клапаны система автоматического регулирования. Каждая система регулирования имеет датчик, позволяющий измерять частоту вращения ротора турбины, которая однозначно связана с частотой электрического тока в сети.

Рассмотрим простейшую схему системы автоматического регулирования (рис. 97), в которой в качестве такого датчика используется центробежный регулятор (регулятор скорости), расположенный на валу турбины, приводящей в действие электрический генератор, снабжающий энергией отдельного потребителя.

При изменении частоты вращения ротора грузы перемещают муфту *A*, с которой связан рычаг *AB* с шарниром в точке *C*. Когда муфта *A* перемещается вверх, конец рычага *B* опускается и перемещает вниз клапан *D*, прикрывающий доступ пара в турбину. Таким образом, с увеличением частоты вращения ротора количество пара, поступающего в турбину, уменьшается, а следовательно, уменьшаются крутящий момент, развиваемый турбиной, и частота вращения ротора. Центробежный регулятор настраивают так, чтобы при номинальной частоте вращения муфта *A* и клапан *D* находились во вполне определенном положении. Систему регулирования, регулятор скорости которой перемещает клапаны без промежуточного усиления, называют *системой прямого регулирования*.

Как уже отмечалось, мощность турбины зависит от количества поступающего в нее пара, расход которого определяется положением клапанов, жестко связанных с положением муфты регулятора скорости. Так как положение этой муфты зависит от частоты вращения ротора, связь между частотой вращения ротора и мощностью турбины можно представить кривой, называемой *статической характеристикой регулирования*.

Наибольшее изменение частоты вращения ротора от n_1 и n_2 , при котором мощность изменяется от нуля до полной, должно быть ограничено. Это изменение частоты называют *степенью неравномерности* или *неравномерностью регулирования* $\delta = (n_1 - n_2)/n$ (где n — номинальная частота вращения ротора турбины).

Систему прямого регулирования в мощных турбинах не применяют, так как усилия, которые может развивать регулятор

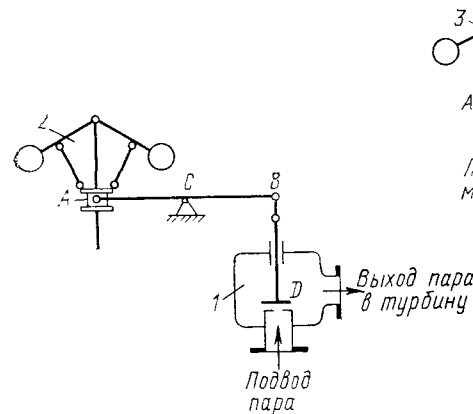


Рис. 97. Схема автоматического регулирования:
1 — корпус регулирующего клапана,
2 — центробежный регулятор

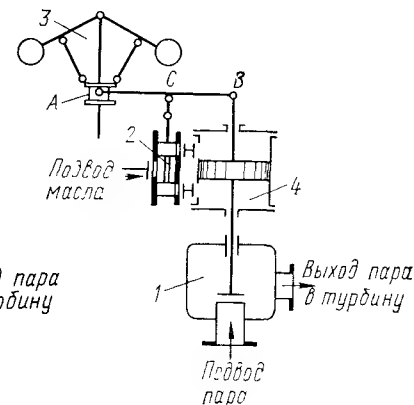


Рис. 98. Схема регулирования турбины с одной цепью усиления:
1 — корпус регулирующего клапана, 2 — золотник, 3 — центробежный регулятор, 4 — сервомотор

скорости, недостаточны, чтобы переместить клапаны таких турбин. Для перемещения клапанов турбин большой мощности используют поршневые сервомоторы, которые вместе с золотниками управления представляют собой цепь усиления между регулятором скорости и регулирующими клапанами.

В системе автоматического регулирования с одной цепью усиления (рис. 98) с муфтой *A* центробежного регулятора 3 соединен золотник 2, который управляет подводом в верхнюю или нижнюю полость сервомотора 4 масла под высоким давлением, перемещающего поршень сервомотора соответственно вниз или вверх. Сервомотор, в свою очередь, перемещает клапаны турбины.

Для перемещения золотника достаточно небольшого усилия центробежного регулятора, а поршень сервомотора развивает усилие, необходимое для перемещения клапанов. Рычаг, связывающий муфту *A* с золотником 2, соединен шарниром *B* со штоком сервомотора. При увеличении частоты вращения ротора муфта центробежного регулятора 3 поднимает конец рычага *A* вверх. В это время конец рычага *B* неподвижен и шарнир *C*, с которым связан поршень золотника, движется вверх. При этом

масло, поступающее от насоса в среднюю полость золотника, через его верхние окна подается в полость над поршнем сервомотора. Из-под поршня сервомотора через нижнее окно золотника масло сливается. Поршень сервомотора начинает перемещаться вниз, закрывая клапаны турбины. Одновременно шток сервомотора увлекает поршень золотника вниз и золотник возвращается в среднее положение.

При снижении частоты вращения сервомотор открывает клапаны турбины. Механическая связь между золотником и штоком сервомотора, возвращающая золотник к среднему положению, играет роль обратной связи. Процесс возвращения золотника к среднему положению называют *выключением золотника*. Обратная связь увеличивает устойчивость системы автоматического регулирования.

В системах регулирования турбин большой мощности объемы сервомоторов, а следовательно, и расходы масла велики, что требует увеличения площади сечения поршня золотника и ведет к росту усилий на нем. В этих случаях применяют схемы с последовательным двукратным усилением (рис. 99). Центробежный регулятор 1 управляет легким золотником 2 небольшого сервомо-

тора 3 первого звена усиления, а поршень этого сервомотора перемещает золотник 4 главного сервомотора 5. Каждый золотник возвращается в среднее положение штоком поршня своего сервомотора.

Для возможности изменения нагрузки турбины в широких пределах в системах регулирования вводят специальное устройство — синхронизатор, который позволяет изменять статическую характеристику. Существуют схемы регулирования с различными синхронизаторами.

В схеме регулирования с синхронизатором, имеющим дополнительную пружину (рис. 10, а), усилие, развиваемое вращающимися грузами центробежного регулятора 5, уравнивается сжатием пружины 6 и натяжением дополнительной пружины 4. При перемещении вверх винта, к которому крепится пружина 4,

ее натяг уменьшается, муфта центробежного регулятора смещается вверх и также вверх идет золотник 2 сервомотора 1. При этом масло подается в верхнюю полость сервомотора и заставляет его поршень двигаться вниз, уменьшая поступление пара в турбину. Частота вращения ротора начинает уменьшаться, муфта регулятора скорости перемещается вниз и возвращает золотник в среднее положение. При этой новой уменьшенной частоте

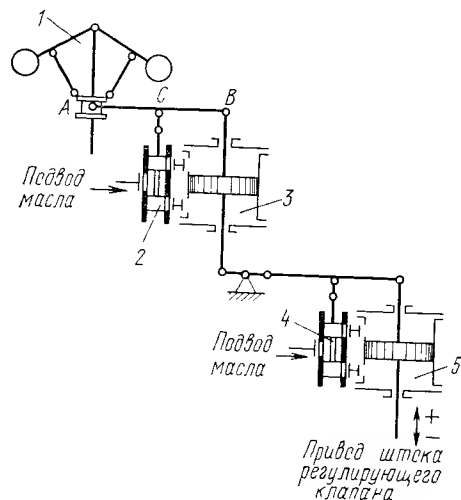


Рис. 99. Схема регулирования турбины с последовательным двукратным усилением:

1 — центробежный регулятор, 2, 4 — золотники, 3, 5 — главный и промежуточный сервомоторы

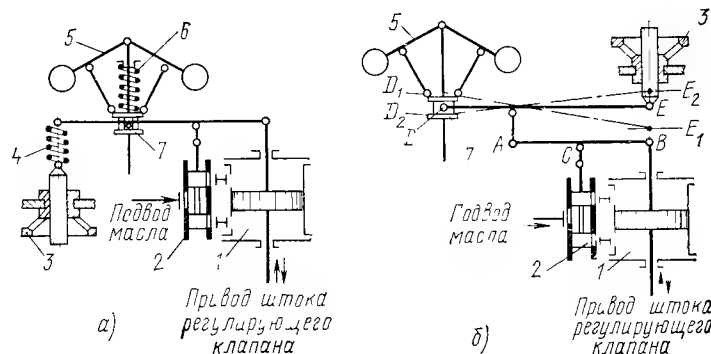


Рис. 100. Схемы регулирования турбины с синхронизаторами:

а — с пружинной, б — воздействующим на передаточный механизм; 1 — сервомотор, 2 — золотник, 3, 4 — маховичок и пружина синхронизатора, 5, 6 — центробежный регулятор и его пружина, 7 — муфта

вращения вся система приходит в равновесие. При перемещении винта вниз место крепления пружины 4 также идет вниз и тянет за собой вниз муфту регулятора скорости и золотник сервомотора. При этом масло поступает в нижнюю полость под поршнем и сервомотор идет вверх, увеличивая расход пара в турбину, частота вращения ротора возрастает и система регулирования возвращается в положение равновесия при новой частоте.

В схеме регулирования с синхронизатором, воздействующим на передаточный механизм (рис. 100, б), с помощью маховичка 3 синхронизатора можно перемещать конец E рычага DE. При этом муфта 7 центробежного регулятора 5 и поршень сервомотора 1 вначале остаются неподвижными, а смещается лишь золотник 2 сервомотора. Система работает так же, как и в предыдущем случае: при движении точки E вверх частота вращения ротора увеличивается, а при движении ее вниз — уменьшается.

Современные системы автоматического регулирования позволяют автоматически поддерживать заданную частоту вращения ротора на холостом ходу в диапазоне от 0 до 3120 об/мин. При этом каждой частоте вращения ротора соответствует определенное положение синхронизатора. Устройство, предназначенное для управления турбинами в таком широком диапазоне измене-

ния частоты вращения их ротора, называют *всерезимными регуляторами*.

Выше была рассмотрена работа систем регулирования в том случае, когда генератор снабжает электрической энергией автономного потребителя (не подключенного к общей электрической сети). Обычно одиночная турбина работает на общую электрическую сеть и ее мощность по сравнению с общей мощностью других турбин, также работающих на сеть, мала. В этом случае изменение нагрузки одной турбины практически не сказывается на частоте тока сети. При изменении потребления энергии (напри-

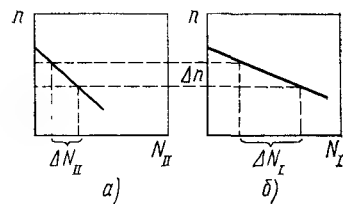


Рис. 101. Перераспределение мощности двух турбин с большой (а) и малой (б) степенью неравномерности

мер, в вечернее время) изменяется частота вращения роторов всех турбин. Системы регулирования реагируют на это изменение и изменяют расход пара так, чтобы восстановилась частота вращения роторов всех турбин, а следовательно, и частота тока сети. При этом в зависимости от крутизны статической характеристики мощности турбин изменяются по-разному.

Допустим, что на сеть работают только две турбины (с разными степенями неравномерности), харак-

теристики систем регулирования которых изображены на рис. 101. При изменении частоты вращения на Δh мощность первой турбины изменяется на ΔN_I , а мощность второй турбины, статическая характеристика регулирования которой более крутая, изменяется меньше — на ΔN_{II} . При параллельной работе турбин на общую сеть колебания нагрузки сильнее сказываются на тех турбинах, которые имеют более пологие характеристики. Если в энергосистеме одновременно работают турбины разной экономичности, то более экономичные должны иметь и более крутые статические характеристики регулирования. В этом случае они будут работать с устойчивой нагрузкой, слабо реагировать на изменение потребления энергии и пиковую нагрузку возьмут на себя менее экономичные турбины.

§ 40. Система защиты

Система защиты турбин предназначена для предупреждения таких режимов их работы, которые могут привести к тяжелой аварии. Основными элементами системы защиты являются датчики, измеряющие параметры, от которых зависит надежность турбины, и вырабатывающие сигналы, которые поступают в систему управления и вызывают срабатывание защиты.

При эксплуатации турбин могут возникать аварийные ситуации, при которых система регулирования не в состоянии управ-

лять расходом пара (например, при заедании регулирующих клапанов или золотника сервомотора). Если при такой неисправности генератор отключится от сети, частота вращения ротора турбины начнет расти вплоть до его разрушения. Для предупреждения разрушения турбины снабжают независимыми системами защиты, полностью прекращающими доступ пара в них, когда частота вращения ротора превышает максимально допустимую.

Система защиты должна иметь собственное устройство для измерения частоты вращения ротора, независимый клапан

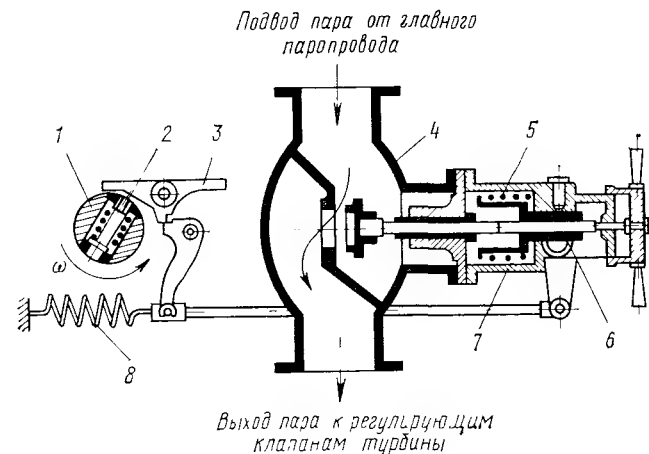


Рис 102. Системы защиты турбины

1 — вал турбины, 2 — боек предохранительного выключателя, 3 — рычаг, 4, 7 — корпус и тильза стопорного клапана, 5, 8 — пружины, нагружающие клапан и защелку, 6 — защелка

(стопорный), прекращающий доступ пара в турбину, и систему управления этим клапаном. Устройство, измеряющее частоту вращения ротора и подающее сигнал на закрытие клапанов, называют *автоматом безопасности*. Устройство защиты турбины от недопустимого повышения частоты вращения показано на рис. 102. В валу 1 турбины имеется поперечное отверстие, где расположен удерживаемый пружиной боек 2, центр тяжести которого смещен относительно оси вращения. При превышении расчетной частоты вращения ротора турбины сила, действующая на боек при вращении, становится больше силы пружины, удерживающей его на месте. При этом головка бойка выходит из отверстия и ударяет по рычагу 3, управляющему стопорным клапаном, который быстро закрывается пружиной 5, постоянно находящейся в сжатом состоянии и удерживаемой защелкой 6. Когда боек 2 предохранительного выключателя ударяет по рычагу 3, пружина 8, нагружающая защелку 6, через тягу и рычаг

поворачивает защелку. Гильза 7 стопорного клапана, связанная с пружиной 5, освобождается, и клапан перекрывает доступ пара в турбину. Система защиты срабатывает, если частота вращения ротора на 10—12% превышает номинальную.

Кроме этой защиты на турбинах устанавливают устройства, закрывающие стопорный клапан при слишком большом осевом сдвиге ротора турбины, недопустимом ухудшении вакуума в конденсаторе, чрезмерном снижении давления масла в системе смазывания подшипников и др. Все турбины имеют также ручное управление стопорным клапаном.

Система защиты автоматически закрывает не только стопорные, но и регулирующие клапаны, а также обратные клапаны на паропроводах регенеративных и других отборов, открывает сбросные клапаны на линии между горячими паропроводами промперегрева и конденсатором. Закрывать обратные клапаны одновременно со стопорными необходимо для того, чтобы пар отборов не попал в турбину. Этого пара в регенераторах и паропроводах достаточно, чтобы разогнать ротор турбины до недопустимо большой частоты вращения уже после срабатывания защиты. Через сбросные клапаны перегретый пар, находящийся в системе трубопроводов промежуточного перегрева, направляется в конденсатор, конденсируется, и давление в системе промперегрева уменьшается.

Контрольные вопросы

1. Каково назначение системы маслоснабжения?
2. К каким элементам турбины подается масло?
3. Для чего служат системы автоматического регулирования?
4. В чем отличие системы прямого регулирования от систем с промежуточным усилением?
5. Зачем вводят обратную связь в систему регулирования?
6. Каковы особенности работы системы регулирования турбины, генератор которой подает электрическую энергию в общую сеть?
7. Каково назначение систем защиты?
8. Каков принцип действия системы защиты от недопустимого повышения частоты вращения ротора турбины?

Глава десятая

ТРУБОПРОВОДЫ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

§ 41. Назначение и классификация трубопроводов

Трубопроводы предназначены для перемещения жидких или газообразных сред от одного агрегата паротурбинной установки к другому. В зависимости от вида среды трубопроводы получают соответствующее название. Так, трубопроводы для пара называют паропроводами, для воды — водоводами (или водопроводами), для масла — маслопроводами и т. д. Трубопроводы обычно

имеют сложную пространственную форму и состоят из прямых и изогнутых труб, тройников, отводов.

На прямых участках трубопроводов устанавливают арматуру для управления потоками среды, устройства для измерения ее расходов и температуры, компенсаторы тепловых расширений. Отдельные участки труб, арматуру и другие элементы соединяют друг с другом фланцами или сваркой. Для соединения элементов трубопроводов друг с другом без дополнительных переходов или обработки их изготавливают в соответствии с ГОСТ 355—67.

Внутренний диаметр труб выбирают таким, чтобы обеспечилось перемещение среды по трубопроводу в необходимом количестве с определенной скоростью. Толщина стенок труб и других элементов должна быть такой, чтобы они не разрушились при давлениях и температурах, которые имеет среда. Выбор материала трубопроводов зависит от температуры и давления среды, ее состава.

Наибольшее давление среды, при котором допускается эксплуатация трубопровода при определенной температуре, называемое *рабочим давлением* $P_{\text{р.б.}}$, зависит от прочности материала трубопровода. Так как с ростом температуры прочность материала уменьшается, соответственно уменьшается и рабочее давление. Зависимость прочности каждого материала от температуры различна. Так, с ростом температуры прочность чугуна уменьшается значительно быстрее, чем прочность стали. Аналогично изменяется рабочее давление трубопроводов, изготовленных из этих материалов.

В справочниках приводятся данные, характеризующие прочность трубопроводов из разных материалов при определенной температуре среды, например из углеродистых и легированных сталей при 200°C, из чугуна, бронзы и латуни при 120°C. Наибольшее давление при этой температуре называют *условным давлением* $P_{\text{у.}}$.

Чтобы быть уверенным в прочности трубопровода, его испытывают давлением большим, чем рабочее. Это давление называют *пробным* $P_{\text{пр.}}$. Условные, рабочие и пробные давления трубопроводов, изготовленных из разных материалов, при различных температурах сред регламентируются ГОСТ 356—68 (сталь, чугун) и ГОСТ 356—59* (бронза, латунь).

Паропроводы перегретого и насыщенного пара и трубопроводы горячей воды разделены в зависимости от давления и температуры среды Правилами Госгортехнадзора на четыре категории. Паропроводы, работающие при давлении 2,2 МПа и температуре 350°C и ниже, являются паропроводами низкого давления; до 3,8 МПа и 450°C — повышенного; от 9,8 до 13,5 МПа и 510—560°C — высокого; 25 МПа, 545°C и выше — сверхкритического. Установлены также четыре категории трубопроводов, по которым перемещаются газы и жидкости.

Один и тот же трубопровод можно отнести к разным категориям по температуре и по давлению. Если, например, паропровод перегретого пара работает при давлении 2 МПа и температуре 360°C, его относят к более низкой категории по давлению и к более высокой — по температуре. Трубопроводу всегда присваивают более высокую категорию, которой определяются правила его эксплуатации, сроки ремонта и испытаний.

Трубопроводы имеют также названия в зависимости от назначения, что облегчает ориентировку и взаимодействие обслуживающего персонала. Так, трубопроводы, по которым пар поступает из котла к турбине, питательным турбонасосам и редукционно-охладительным установкам, а также паропроводы промежуточного перегрева пара называют *главными*. Кроме того, в паротурбинной установке имеются паропроводы отбора на теплотехнику, промышленные нужды, регенерацию, снабжения паром деаэраторов, испарителей, выхлопные, для соединения отдельных агрегатов с атмосферой и др.

§ 42. Устройство трубопроводов

Форма трубопровода зависит от взаимного расположения агрегатов и строительных конструкций, мест размещения арматуры и др. Обычно масса трубопровода велика, а жесткость мала. Если опереть трубопровод концами только на агрегаты, между которыми он проложен, то под действием собственного веса он сильно прогнется или даже разрушится. Чтобы этого не произо-

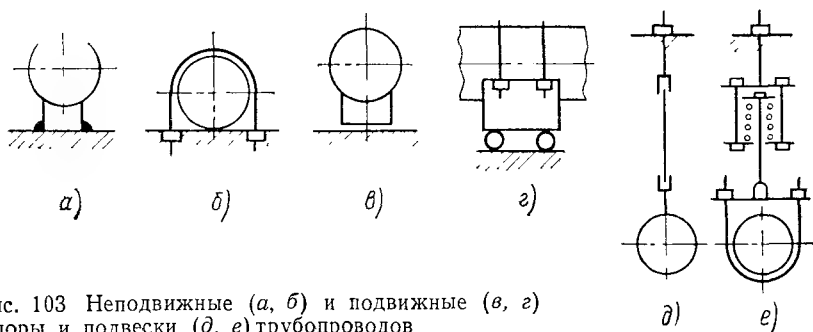


Рис. 103 Неподвижные (а, б) и подвижные (в, г) опоры и подвески (д, е) трубопроводов

шло, трубопровод укладывают на промежуточных опорах или подвешивают на подвесках, каждая из которых воспринимает часть его веса.

Опоры могут быть неподвижными и подвижными. Неподвижные опоры не позволяют трубопроводу перемещаться в месте опирания относительно опоры. Трубопроводы, закрепляемые на подвижных опорах, могут свободно перемещаться в одном или двух направлениях. Опоры и подвески могут быть жесткими и

пружинными. Трубопроводы на пружинных подвесках при возникновении дополнительных усилий могут смещаться в зависимости от деформации пружин. Если вес трубопровода, воспринимаемый опорой, невелик, применяют скользящие опоры, а при большой нагрузке — опоры на катках. Различные типы опор и подвесок показаны на рис. 103, а—в.

Выбирают и располагают опоры с учетом веса трубопровода, его жесткости, направления и значения перемещений при эксплуатации. Поэтому нельзя произвольно изменять конструкцию и места расположения опор или устанавливать дополнительные опоры.

В основном смещения трубопровода возникают из-за изменения его температуры и вынужденных колебаний под действием посторонних возмущающих сил. Температура трубопровода изменяется вследствие изменения температуры среды, которой он заполнен. Особенно быстро температура изменяется при пусках и остановках паротурбинной установки. Значительно меньшие, но все же заметные изменения температуры возникают при смене режимов работы.

Изменение длины трубопровода зависит от того, какова его длина l , насколько изменилась температура Δt и каков коэффициент температурного расширения k , т. е. $\Delta l = l \Delta t k$. При измерении l в метрах и k — удлинения 1 м материала при нагреве на 1°C — в градусах Цельсия изменение длины Δl получают в метрах. Так, при нагреве паропровода длиной 60 м до 400°C он удлиняется более чем на 0,3 м.

Концы паропровода обычно закрепляют в агрегатах, которые он соединяет (например, котел и турбину). Если эти агрегаты соединить прямым паропроводом (рис. 104, а), в нем при нагреве возникнут напряжения сжатия и усилия P , действующие на агрегаты, которые будут велики.

Чтобы уменьшить эти усилия, трубопроводам придают сложную форму, вводя изгибы и петли (рис. 104, б, в), предназначенные для самокомпенсации тепловых расширений. При нагреве трубопроводов участки изгибов и петель смещаются по сравнению с первоначальным положением. Полностью устранить усилия, возникающие при тепловом расширении трубопроводов, не уда-

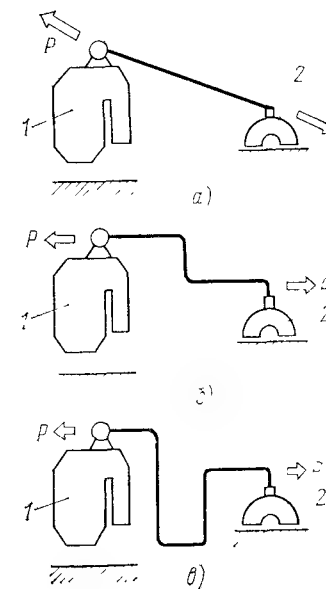


Рис. 104. Схема усилий, возникающих при прогреве прямого (а) трубопровода, с изгибом (б) и петель (в): 1 — котел, 2 — турбина

ется, однако самокомпенсация их значительно уменьшает. Если усилия все же остаются недопустимо большими, на трубопроводах устанавливают специальные устройства-компенсаторы.

Линзовый компенсатор (рис. 105, а) выполнен из набора гибких элементов — линз 1, соединенных сваркой между собой и с трубопроводом. При изменении температуры линзы от относительно небольшого усилия прогибаются и позволяют трубопро-

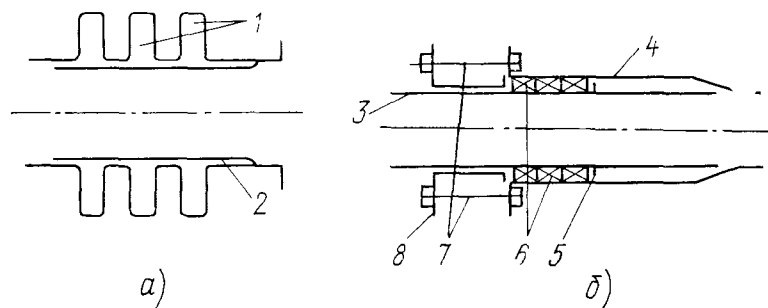


Рис. 105. Компенсаторы:

а — линзовый, б — сальниковый; 1 — линзы, 2 — рубашка, 3, 4 — трубы, 5 — кольцевой выступ, 6 — набивка, 7 — болты, 8 — втулка

воду перемещаться без нарушения герметичности. Для уменьшения гидравлического сопротивления участка трубопровода, занятого компенсатором, внутри него устанавливают рубашку 2.

Сальниковый компенсатор (рис. 105, б) состоит из двух труб 3 и 4 разного диаметра, между которыми располагается мягкая уплотнительная набивка 6. Внешняя труба 2 называется корпусом. На конце внутренней трубы 3 имеется кольцевой выступ 5, который не позволяет набивке 6 попасть внутрь трубопровода. Чтобы уплотнить зазор между трубой и корпусом компенсатора, набивку поджимают втулкой 8 и болтами 7.

Линзовые и сальниковые компенсаторы используют при относительно небольших давлениях и температурах транспортируемой среды. Компенсирующая способность линзовых компенсаторов — до 40 мм, а сальниковых — до 400 мм. Однако сальниковые компенсаторы через определенное время могут начать протекать, так как при работе набивка уплотняется, твердеет и появляется зазор между ней и трубой. Линзовые компенсаторы используют на трубопроводах циркуляционной воды, конденсаторах и паропроводах отбора, а сальниковые — на трубопроводах системы теплофикации.

Для регулирования расхода, прекращения или изменения направления подачи среды в трубопроводы встраивают арматуру.

Регулирующая арматура (рис. 106, а, б) позволяет плавно изменять расход среды.

Предохранительная арматура служит для прекращения или изменения направления потока среды при повышении давления

в трубопроводе. Один из типов предохранительных клапанов показан на рис. 106, в. Груз 2 через рычаг 1 удерживает клапан в закрытом положении. Когда давление среды под клапаном превышает установленное, он поднимается и открывает выход среды в атмосферу.

Защитная арматура предупреждает изменение направления потока среды. Один из типов такой арматуры — обратный клапан — показан на рис. 106, а. При повышении давления под клапаном он открывается и пропускает среду по трубопроводу в одном направлении. Если среда потечет в обратном направлении, пружина 3 посадит клапан 4 на седло 5 и он перекроет поток.

В зависимости от давления и температуры среды применяют арматуру низкого, среднего, высокого и сверхвысокого давления. Арматуру низкого и среднего давления встраивают в трубопроводы с помощью фланцевых соединений, а высокого и сверхвысокого — сваркой.

Регулирующая арматура приводится в действие вручную или электроприводом, а предохранительная и защитная срабатывает автоматически при изменении параметров, направления движения среды или по импульсу, поступающему от системы автоматического регулирования и защиты.

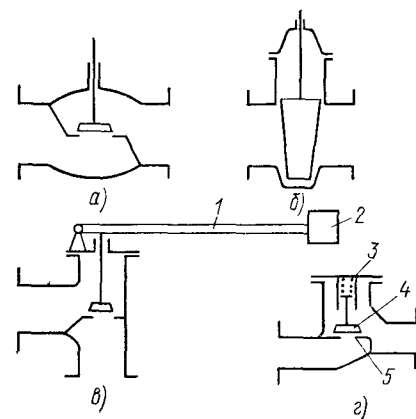


Рис. 106. Арматура трубопроводов:

а — вентиль, б — задвижка, в, г — предохранительный и обратный клапаны, 1 — рычаг, 2 — груз, 3 — пружина, 4 — клапан, 5 — седло

§ 43. Условия работы трубопроводов

Как уже отмечалось, на трубопроводы и опоры воздействует вес труб, арматуры, изоляции и транспортируемой среды, которая находится под давлением. Дополнительные усилия появляются при прогреве и остывании трубопроводов в связи с изменением их длины и из-за неравномерности температуры по толщине стенок их труб и арматуры. Кроме того, нагрузки возникают от гидравлических ударов в результате мгновенного вскипания жидкости, находящейся внутри паропроводов, при неправильном их прогреве или при наличии воздуха в трубопроводах циркуляционной воды при пуске насоса.

На трубопроводы воздействуют также быстро изменяющиеся периодические нагрузки, возникающие при работе агрегатов, имеющих движущиеся части (турбины, насосы, мельницы, гене-

раторы и др.), которые передаются через места их присоединения к агрегатам или через фундамент опор. Трубопроводы подвергаются коррозии, которая значительно сокращает их срок службы.

В наиболее тяжелых условиях работают главные паропроводы, так как находящийся в них перегретый пар имеет высокие давление и температуру. Несмотря на то что трубы и арматуру этих паропроводов изготавливают из высококачественных легированных сталей, вследствие ползучести металла срок их службы ограничен. При высокой температуре (более 450—500°C), даже если нагрузка постоянна, деформация металла непрерывно растет — металл «ползет». В результате диаметр труб, находящихся под давлением или при высокой температуре, постоянно увеличивается. Если трубы своевременно не заменить, произойдет разрушение паропровода из-за ползучести металла, причем могут возникнуть продольные трещины длиной несколько десятков сантиметров. Утечка пара через эти трещины приводит к тяжелой аварии и останову энергоблока. Чтобы предотвратить появление таких трещин, периодически контролируют наружный диаметр паропровода и, если он достиг предельного значения, паропровод заменяют.

При высокой температуре со временем изменяется структура металла, наблюдается выделение свободного углерода из химического соединения углерода с железом, возникает межкристаллитная коррозия. В результате снижаются прочностные свойства металла, увеличивается его хрупкость.

Вследствие ползучести металла уменьшается первоначальное усилие затяжки шпилек фланцевого соединения, так как вследствие релаксации в них возникает необратимая пластическая деформация. Это приводит к ослаблению затяжки фланцевых соединений, в результате чего могут появиться утечки пара, имеющего высокие давление и температуру. Чтобы восстановить необходимое усилие затяжки шпилек, их периодически подтягивают. Так как при каждой подтяжке длина шпилек увеличивается, их после определенного числа подтягиваний необходимо заменять. В ином случае шпильки могут разорваться.

Наиболее ответственным режимом работы паропроводов является их прогрев перед пуском турбины (рис. 107, а). В паропровод для прогрева подают небольшое количество пара, в результате чего температура внутренней поверхности его стенок начинает увеличиваться. С увеличением времени τ растет толщина слоя прогретого металла (заштрихованная зона на рис. 107, а) и распределение температур T по толщине стенки изменяется (рис. 107, б). При прогреве в стенках возникают температурные напряжения (на внутренней поверхности — сжатия, а на наружной — растяжения), которые пропорциональны разности внутренней и наружной поверхностей. Если эта разность температур велика, внутренняя поверхность паропровода пласти-

чески деформируется и при остывании в ней появятся остаточные напряжения растяжения.

Возникновение пластической деформации при повторных пусках вызывает появление малоциклового усталости металла, т. е.

через определенное количество пусков на внутренней поверхности могут появиться трещины. Чтобы полностью исключить появление трещин, нужно было бы прогревать паропровод очень медленно, так чтобы даже при наибольшей разности температур в его стенках не возникали пластические деформации. Однако очень медленно прогревать паропровод нельзя, так как это увеличивает время пуска и вызывает перерасход топлива.

Режим прогрева паропровода выбирают таким, чтобы наибольшие разности температур $T_1 - T_2$ внутренней и наружной поверхностей труб (рис. 107, в) были по возможности достаточно большими, но не приводили к появлению опасных температурных напряжений, вызывающих малоцикловую усталость металла.

Большую опасность для паропроводов представляют гидроудары. Причиной их возникновения является то, что часть пара при подаче в холодный паропровод конденсируется и конденсат скапливается в нижней части. Конденсат образуется до тех пор, пока внутренняя поверхность паропровода не прогреется до температуры насыщения пара. При дальнейшем прогреве происходит почти мгновенное вскипание конденсата и резкое увеличение давления, называемое *гидроударом*.

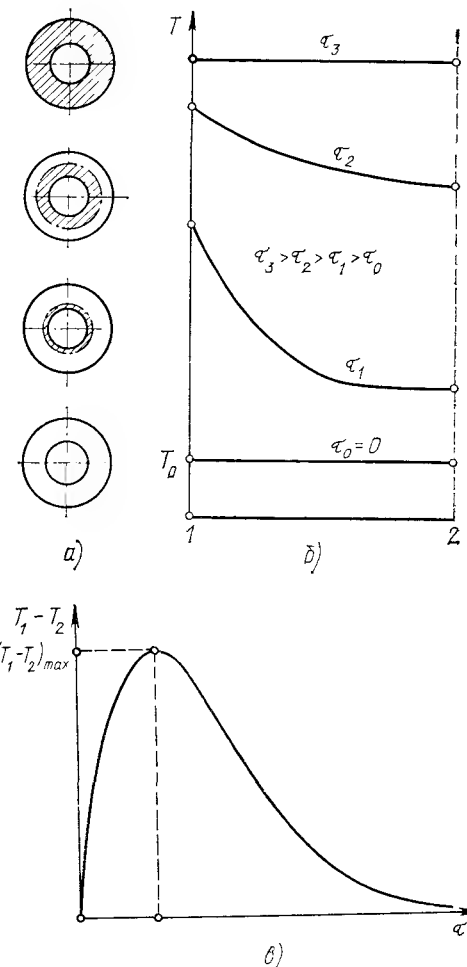


Рис 107. Подогрев паропровода (а) и графики распределения температур (б) и разности температур (в) по толщине его стенки

При небольшом количестве конденсата гидроудар прослушивается как резкие щелчки. Если конденсата вскипает много, слышен сильный удар, напоминающий по звуку выстрел. Напряжения, возникающие при этом в паропроводе, столь велики, что он может разрушиться. Таким образом, нельзя допускать естественного испарения всего конденсата, образующегося при прогреве паропровода. Для удаления конденсата в нижних точках паропровода делают отверстия-дренажи, в которые вваривают дренажные трубки. Арматура, которой снабжаются эти трубки, позволяет перекрыть их после удаления всего конденсата из паропровода.

Контрольные вопросы

1. Для чего используют и по каким признакам классифицируются трубопроводы?
2. Каково назначение и устройство опор, подвесок, компенсаторов?
3. Как определяют удлинение трубопровода при прогреве?
4. Почему необходимо периодически контролировать наружный диаметр паропровода?
5. Зачем перетягивают шпильки фланцевых соединений?

Глава одиннадцатая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

§ 44. Режимы работы турбинной установки

Тепловая электростанция вырабатывает столько электроэнергии, сколько ее расходуется потребителями. Так как турбина является приводом электрического генератора, ее мощность не может изменяться произвольно, а полностью зависит от графика потребления электрической энергии. Как уже отмечалось, потребление электроэнергии неравномерно: оно изменяется в течение суток, недели, года.

В течение суток потребление электроэнергии днем и ночью различно, потому что многие предприятия ночью не работают и выключаются также на ночь осветительные и бытовые приборы. Утром и вечером увеличивается потребление электрической энергии городским транспортом. В субботу и воскресенье потребление электрической энергии промышленными предприятиями резко уменьшается. Изменяется оно и в течение года, так как летом тепло и светлая часть суток длиннее, чем зимой, в результате чего расходуется меньше энергии на отопление и освещение.

Суточный график потребления электрической энергии, вырабатываемой гидравлическими (ГЭС), тепловыми (ТЭС) и атомными (АЭС) электрическими станциями, показан на рис. 108. Так как турбины ГЭС наиболее приспособлены для быстрого

изменения нагрузки от нуля до полной мощности, основную долю переменной части нагрузки стараются возложить на них. Однако доля мощности, вырабатываемая ГЭС, невелика (зона I). Современные АЭС практически работают при постоянной нагрузке (зона III) и почти не участвуют в регулировании выработки мощности в зависимости от неравномерности потребления электрической энергии. Основную долю электроэнергии вырабатывают ТЭС (зона II), которые должны также значительно изменять выработку мощности в зависимости от графика потребления электроэнергии.

Изменение потребляемой мощности влияет на частоту электрического тока в сети. При увеличении потребления электрической энергии частота тока уменьшается. Мощность турбины, как известно, увеличивается с уменьшением частоты вращения ротора. Таким образом, увеличение потребления электроэнергии, вызывающее уменьшение частоты электрического тока, приводит к уменьшению частоты вращения ротора турбины, а следовательно, увеличению вырабатываемой мощности. Такое саморегулирование выработки мощности обычно возможно в пределах от 1,5 до 2%.

Для еще большего увеличения мощности, вырабатываемой турбиной, необходимо с помощью синхронизатора воздействовать на ее систему регулирования, изменяя статическую характеристику. Если дальнейшее увеличение мощности турбины невозможно, чтобы предотвратить падение частоты электрического тока в сети, придется отключать потребителей электроэнергии.

При значительном уменьшении потребления электрической энергии, наоборот, приходится разгружать или даже останавливать турбины. Прежде всего резко уменьшают нагрузку относительно маломощных турбин, работающих при давлении 9 МПа.

График выработки электроэнергии как всей энергосистемой, так и каждой электростанцией составляют заранее на каждые сутки, указывая в нем нагрузку, которая предполагается на каждый час. Машинист турбины руководствуется прежде всего этим графиком. При случайных отклонениях в потреблении мощности нагрузку турбины изменяют в соответствии с указаниями диспетчерской службы.

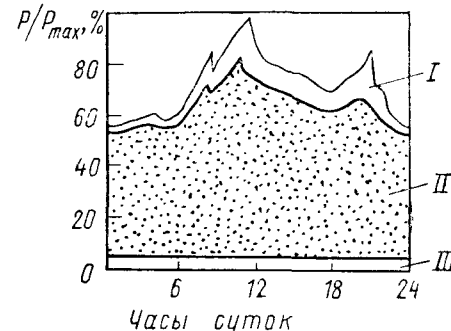


Рис. 108. Суточный график потребления электрической энергии

§ 45. Подготовка турбинной установки к пуску

Турбинная установка (рис. 109) состоит из турбины 1, электрического генератора 2, вспомогательного оборудования 3, систем контроля 6, автоматического регулирования 5 и защиты 4.

Если турбина, электрический генератор и вспомогательное оборудование исправны, к турбинной установке подаются пар и электрическая энергия от общей сети и поступает вода. То есть турбинная установка работоспособна и после пуска может вы-

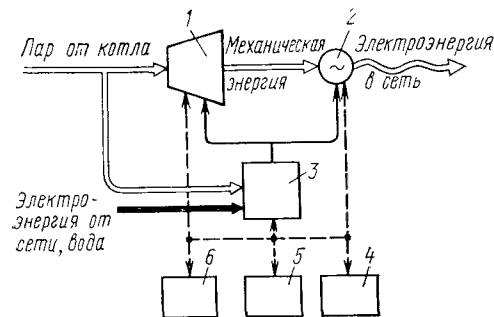


Рис. 109. Структурная схема турбинной установки:

1 — турбина, 2 — электрический генератор, 3 — вспомогательное оборудование, 4, 5, 6 — системы защиты, автоматического регулирования и контроля

рабатывать полезную мощность. Однако без систем контроля, автоматического регулирования и защиты такая турбинная установка в процессе пуска или вскоре после начала работы выйдет из строя, так как невозможно контролировать состояние ее оборудования, режимы работы, предупреждать и предотвращать аварийные ситуации.

Подготовка турбинной установки к пуску включает осмотр и проверку оборудования, а в необхо-

димых случаях — его опробование. При этом следует убедиться в исправности вспомогательного оборудования, трубопроводов и арматуры, турбины, электрического генератора, систем автоматического регулирования и защиты. Кроме того, к моменту пуска должны быть закончены все монтажные, ремонтные и наладочные работы.

В соответствии с Правилами технической эксплуатации резервные питательные и другие насосы, находящиеся в автоматическом резерве, должны быть исправны и готовы к пуску, а задвижки на трубопроводах за ними и перед ними открыты. Так как все оборудование должно быть защищено от аварийных режимов и разрушения, перед включением вспомогательного оборудования в работу после ремонта или остановки длительно более трех суток обязательно проверяют исправность технологических защит, предохранительных и автоматических устройств, контрольно-измерительных приборов, а также исправность и надежность арматуры. Если хотя бы одна из защит, предназначенных для автоматического останова оборудования, неисправна, пуск его запрещен.

Перед пуском турбинной установки должны быть прогреты и готовы к работе все резервные автоматические редуцирующие

установки, предназначенные для снижения давления и температуры пара. Нельзя для этой цели использовать запорную арматуру. Если предохранительные клапаны за редуцирующе-охлаждающей установкой отключены или неисправны, эксплуатировать ее нельзя.

При осмотре трубопроводов, особенно после ремонта или отключения более чем на десять суток, проверяют целостность тепловой изоляции, исправность опор и креплений. В местах нарушения тепловой изоляции паропроводов происходят потери теплоты в окружающую среду, вызывающие перерасход топлива, а также возникают дополнительные температурные напряжения, уменьшающие прочность труб. Разрушенную теплоизоляцию восстанавливают. Если это делается непосредственно перед пуском, применяют для ремонта сухой теплоизоляционный материал. Следует убедиться также в отсутствии препятствий для свободного расширения трубопровода при его нагреве. Дренажи, воздушники, предохранительные клапаны, датчики и приборы, предназначенные для измерения расхода и температуры среды, а также температуры металла трубопроводов должны быть исправны. Площадки, с которых проводят периодический контроль состояния трубопровода и арматуры, должны быть свободны и обеспечивать доступ к местам контроля.

При осмотре арматуры следует убедиться, что она приводится в действие как вручную, так и электроприводом. Кроме того, проверяют маркировку арматуры и наличие указателей направления вращения штурвала (открыто — закрыто). Арматура, предназначенная для регулирования расхода, должна иметь указатели степени открытия регулирующих клапанов. Если арматура длительно или постоянно работает под разрежением, она должна быть надежно уплотнена.

До пуска турбины следует провести ее внешний осмотр, убедиться в отсутствии повреждений корпуса, его теплоизоляции, органов парораспределения, элементов систем регулирования, защиты и маслоснабжения, конденсационной установки. Проверки систем регулирования и защиты, предусмотренные Правилами технической эксплуатации, должны быть проведены в установленные сроки. Эти сроки различны и зависят от вида работ, которые выполнялись с системами регулирования и защиты и от длительности простоя.

В определенные сроки, предусмотренные Правилами технической эксплуатации, должна быть проверена также плотность регулирующих и стопорных клапанов. Нельзя пускать турбину, если неисправны элементы автоматической защиты (реле осевого сдвига, вакуум-реле, реле падения давления масла в системе смазки и др.). При срабатывании любой из защит турбины должны срабатывать световой и звуковой сигналы. При полностью закрытых регулирующих и стопорных клапанах ротор турбины не должен вращаться, даже если пар перед ними имеет nomi-

нальные давление и температуру, а давление (или вакуум) за ними также номинальны. Если закрыт только стопорный или регулирующий клапан, ротор может разогнаться вследствие протечек пара через неплотности между седлами и головками регулирующих и стопорных клапанов, но не больше чем на 50% от номинальной частоты вращения. Для уверенности, что регулирующие и стопорные клапаны турбины действительно закроются по импульсу системы защиты, их необходимо перед пуском расхаживать на полный ход, а также проверить надежность посадки обратных клапанов всех отборов пара.

Неплотность регулирующих, стопорных и обратных клапанов отборов пара, неисправность системы защиты могут привести к разгону ротора турбины до недопустимой частоты вращения и вызвать тяжелую аварию при внезапном сбросе нагрузки.

Особое внимание уделяют системе маслоснабжения турбины. Масло должно быть прозрачным, без влаги и механических примесей и иметь температуру не менее 40—45°C. При более низкой температуре масло слишком вязкое, поэтому ротор турбины может после пуска начать вибрировать на масляной пленке. Для подогрева масла его предварительно некоторое время (особенно зимой) прокачивают через систему маслоснабжения масляным насосом. Кроме того, перед пуском опробуют резервные и аварийные масляные насосы, пломбируют в рабочем положении маховики всех вентиля и задвижек маслосистемы, изменение положения которых может привести к прекращению подачи масла в подшипники турбины. Нельзя пускать турбину при неисправности одного из вспомогательных масляных насосов или системы автоматического включения резерва.

Перед пуском необходимо убедиться также, что все контрольно-измерительные приборы, позволяющие следить за режимом работы турбины и вспомогательного оборудования, исправны. Контрольно-измерительные приборы должны быть включены, а дистанционное управление — готово к работе.

Так как число операций по подготовке к пуску очень велико, рекомендуется пользоваться специальными сетевыми графиками, где приводятся последовательность и продолжительность операций, которые должен выполнять обслуживающий персонал. Осмотр оборудования при подготовке к пуску на каждом рабочем месте целесообразно проводить по маршрутной карте, в которой указана последовательность и содержание действий персонала при осмотре.

§ 46. Пуск турбинной установки

Основной особенностью пускового режима является изменение степени и неравномерности прогрева оборудования, зависящее от его конструкции, а также температуры и давления пара, его количества, пропускаемого через турбину. Наиболее неблаго-

приятны режимы, при которых значительна разность температур металла по толщине стенок трубопроводов, задвижек, стопорных клапанов, корпуса и ротора турбины. Разность температур зависит не только от скорости изменения параметров пара и нагрузки турбины, но и от температуры оборудования перед пуском. Так, паропроводы свежего пара и стопорные клапаны остывают двое-трое суток, а цилиндры турбины полностью остывают только через пять-шесть суток и более. Температура оборудования перед пуском зависит от времени его простоя, состояния изоляции и способа останова.

По степени остывания оборудования различают несколько состояний, основными из которых являются *холодное* и *горячее*. Холодным считают состояние оборудования после длительного простоя (в течение 3—5 сут), когда температура наиболее горячих частей турбины составляет не более 150°C. При этом давление рабочего тела в котле близко к атмосферному. В горячем состоянии оборудование остается при простое до 8 ч (температура наиболее горячих частей турбины более 400—420°C). В котле сохраняется достаточное давление рабочего тела. Промежуточное между холодным и горячим состояние оборудования называют *неостывшим*. Котел и турбина могут также находиться в *горячем резерве*. Это состояние характерно при простоях до 1 ч. При этом температура и давление пара в котле близки к рабочим.

В соответствии с этим различают пуски из холодного, горячего и неостывшего состояний, а также из горячего резерва. Так как пуск обусловлен ростом потребления энергии из электрической сети, он должен быть проведен возможно быстрее. Кроме

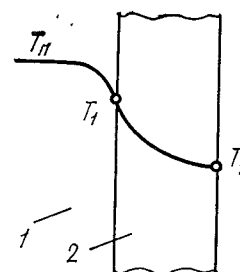


Рис. 110. Распределение температур по толщине стенки при прогреве горячим паром:
1 — пар, 2 — стенка

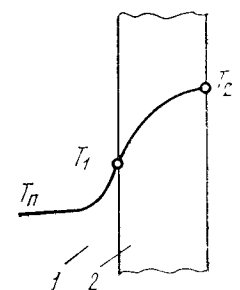


Рис. 111. Распределение температур по толщине стенки при охлаждении:
1 — пар, 2 — стенка

того, необходимо при пуске свести до минимума затраты топлива, электрической энергии и потери конденсата.

Каждый пуск проводят по графику, в котором задано время прогрева оборудования, последовательность изменения температуры и расходов рабочего тела, время выхода на заданную нагрузку. График пуска рассчитан так, чтобы напряжения в металле оборудования были максимально допустимыми, но не дости-

гали предельных. Об их значениях судят прежде всего по разности температур в деталях или пара и металла. При этом опасно не только подавать слишком горячий пар в холодное оборудование, но и холодный пар в горячее оборудование, так как напряжения в металле только изменяют знак, а абсолютные их значения зависят от разницы температур пара и металла.

Изменения температуры стенки при прогреве горячим паром и при омывании паром, имеющим температуру меньшую, температуры стенки (охлаждение), показаны на рис. 110 и 111.

При прогреве стенки паром, имеющим температуру T_n (рис. 112, а), температура T_1 ее внутренней поверхности быстро растет. Значительно медленнее прогревается наружная поверхность стенки (ее температура T_2). Разница температур $T_1 - T_2$ (рис. 112, б) сначала увеличивается и в какой-то момент времени τ_1 достигает максимума, а затем

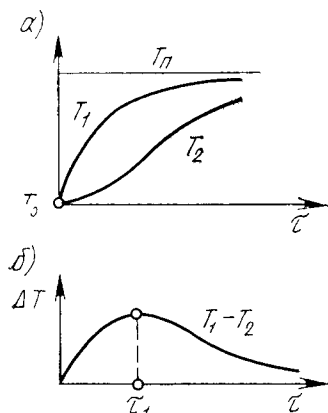


Рис 112. Зависимости изменения температур (а) и разности температур (б) внутренней и внешней поверхностей стенки от времени

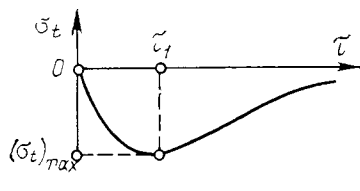


Рис. 113 Зависимость температурных напряжений внутренней поверхности стенки от времени

уменьшается. При этом на внутренней поверхности стенки возникают сжимающие температурные напряжения σ_t (рис. 113).

При охлаждении стенки (см. рис. 111) температура ее внутренней поверхности T_1 быстро падает, а температура T_2 наружной — отстает. В момент времени τ_1 разность температур $T_1 - T_2$ также становится максимальной, но имеет другой знак. В этом случае на внутренней поверхности стенки возникают растягивающие наибольшие температурные напряжения $(\sigma_t)_{\max}$. Если температурные напряжения не превышают предела текучести материала, то при полном нагреве или остывании стенки они становятся равными нулю.

Температурные напряжения, возникающие в оборудовании при пуске по тому или иному графику, заранее определены (они могут быть немного больше предела текучести) и скорость пуска выбрана так, чтобы не возникала поломка оборудования. Отступления от графика пуска приводят к недопустимому увели-

чению максимальных температурных напряжений и потому запрещены.

При пуске турбинной установки одной из первых приводится в готовность система маслоснабжения турбины. Перед ее включением проверяют уровень и качество масла в масляном баке, затем включают пусковой масляный турбонасос, который подает масло в систему смазывания и регулирования. Давление, которое должен создать этот насос, указывается в инструкции по пуску.

Пуск турбины запрещается, если давление масла меньше указанного в инструкции, так как при этом ротор турбины задевает поверхности вкладышей подшипников. Необходимо также убедиться, что масло поступает ко всем подшипникам, а его температура после подшипников и давление перед ними соответствуют указанным в инструкции.

Одной из пусковых операций является включение валоповоротного устройства, чтобы избежать теплового прогиба ротора при подаче пара вначале на концевые уплотнения, а затем и в проточную часть турбины. Турбина и конденсационная установка до подачи пара на концевые уплотнения заполнены воздухом. Чтобы отделить пространство внутри турбины и конденсатора от окружающей среды, подается пар на концевые уплотнения. Перед подачей пара готовят конденсатор, заполняя его конденсатом (или химически очищенной водой), так чтобы его уровень находился на $3/4$ высоты водоуказательного стекла. Затем запускают циркуляционные насосы, подают циркуляционную воду в трубки конденсатора, включают конденсатные насосы и запускают основной и пусковой эжекторы, которые начинают откачивать воздух из конденсатора и корпуса турбины.

Только после этого начинают подавать пар на концевые уплотнения турбины из деаэратора или коллектора собственных нужд. Обычно этот пар имеет температуру $140-160^\circ\text{C}$. На передние концевые уплотнения ЦВД и ЦСД мощных турбин при пусках из неостывшего и горячего состояний подают пар более высокой температуры ($220-260^\circ\text{C}$). Количество пара, подаваемого на уплотнения, зависит от давления внутри корпуса турбины и конденсатора. По мере того как это давление уменьшается («углубляется вакуум»), нужно увеличивать расход пара на уплотнения.

При вакууме в конденсаторе 40 МПа в него начинают сбрасывать пар и горячий конденсат из пускосбросных устройств и дренажей паропроводов, что уменьшает потери рабочего тела при пусках. Так как конденсат, поступающий в конденсатор, может быть загрязнен, его возвращают в цикл тепловой электростанции после очистки в блочной обессоливающей установке. Температура, при которой могут эксплуатироваться фильтры этих установок, ограничивает давление в конденсаторе.

Прежде всего при пуске прогревают паропроводы свежего пара и промперегрева, а также стопорные клапаны турбины. В это время из паропроводов и органов паровпуска через дренажные линии отводится конденсат, образующийся при прогреве холодных стенок паром. Скорость прогрева паропроводов и стопорных клапанов обязательно контролируют. Контроль температуры позволяет вести прогрев в точном соответствии с требованиями инструкции по пуску. Скорость прогрева, предписанную инструкцией, превышать нельзя. Во время прогрева паропроводов необходимо также следить за их деформацией по указателям перемещений в контрольных сечениях.

Пар подают в турбину только после прогрева главных паропроводов и корпусов стопорных клапанов до необходимых температур, значение которых зависит от исходного теплового состояния цилиндров турбины, а также после повышения температуры пара за котлом до значения, превышающего температуру цилиндра высокого давления турбины, приблизительно на 100°C .

После подготовки маслосистемы и конденсационной установки, прогрева паропроводов и стопорного клапана подают пар в проточную часть турбины. В конденсаторе в это время вакуум должен быть не ниже 53—77 кПа. Когда под действием пара ротор турбины начинает вращаться, валоповоротное устройство автоматически отключается. Момент начала ускорения вращения ротора называют *толчком ротора*.

Вначале в турбину подают количество пара, обеспечивающее частоту вращения ротора 400—500 об/мин, убеждаются (прослушиванием) в нормальной работе подшипников турбины и проверяют температуру масла после них. При вакууме в конденсаторе примерно 80 кПа, когда количество воздуха в его паровом пространстве уже невелико и нет необходимости откачивать его с помощью двух эжекторов, отключают пусковой эжектор и оставляют работать основной. К моменту выхода ротора турбины на номинальную частоту вращения вакуум в конденсаторе должен быть не менее 86 кПа. При более высоком давлении пара на выходе турбины температура его может возрасти до недопустимого значения. Перегрев выхлопной части турбины может привести к короблению ее корпуса и расцентровке ротора, снижению прочности лопаток и дисков. Особенно опасен перегрев выхлопной части турбин с лопатками последней ступени из титановых сплавов, прочность которых с увеличением температуры значительно снижается.

При пуске из горячего состояния вакуум в конденсаторе должен быть повышен до 88 кПа еще до подачи пара в турбину, так как в этом случае увеличение частоты вращения до номинальной происходит быстро (за 5—7 мин). Это делают для того, чтобы не происходило охлаждения горячих частей ЦВД и ЦСД при малых расходах пара через турбину.

Для каждой турбины существуют такие частоты вращения, при которых резко увеличивается вибрация турбоагрегата, т. е. роторы турбины и электрогенератора попадают в резонанс. Эти частоты, называемые критическими, необходимо «проходить» быстро и не допускать длительную работу турбины на них.

Когда частота вращения ротора увеличивается до 1500—2000 об/мин, главный масляный насос, если он приводится во вращение ротором турбины, должен создавать давление масла, необходимое для устойчивой работы систем смазывания подшипников и регулирования. Убедившись, что главный масляный насос вступил в работу, отключают вспомогательный масляный турбонасос. Предварительно уменьшают частоту вращения вспомогательного масляного турбонасоса и следят за давлением масла. Если оно не падает, значит, главный масляный насос работает нормально. После этого частоту вращения ротора турбины доводят до номинальной, увеличивая пропуск пара через ее проточную часть.

При пуске холодного состояния, если система регулирования ремонтировалась или подошел срок ее проверки, проверяют систему регулирования турбины и автомат безопасности. Если при этом турбина устойчиво работает на холостом ходу, синхронизируют электрогенератор с сетью и подключают к сети. С этого момента нельзя произвольно изменять частоту вращения ротора турбины, так как она определяется частотой электрического тока в сети. Увеличивают нагрузку турбины соответствующим увеличением расхода пара по графику, приведенному в инструкции. При нагрузке, равной 25—30% номинальной, количество пара, поступающего в конденсатор, достаточно, чтобы отключить рециркуляцию конденсата.

Пусковые тепловые схемы станций отличаются от рабочих тепловых схем и для станций различных типов (блочных или неблочных) различны. Создаются эти схемы с учетом особенностей оборудования каждой станции и дополняются устройствами и элементами, позволяющими ускорить пуск, повысить его экономичность и надежность.

Особенность пусковых режимов энергетических блоков состоит в том, что одновременно пускаются и котел, и турбина. График и режим их пуска должны быть хорошо согласованы друг с другом. Пуск энергетических блоков производится, как правило, на скользящих параметрах пара. Котел постепенно увеличивает выработку пара, и соответственно растут его давление и температура. Такой пуск позволяет экономить время, так как прогрев паропроводов и турбины ведется одновременно с растопкой котла, что позволяет уменьшить разности температур в элементах паропровода и турбины и в результате снизить температурные напряжения деталей. Кроме того, экономится топливо, так как при пуске, за исключением его начальных этапов, котел вырабатывает практически столько пара, сколько потреб-

ляется турбиной. В начальный период пара требуется немного: для прогрева паропроводов, «разворота» ротора турбины, включения турбогенератора в сеть.

Однако расход пара, вырабатываемого котлом, в это время значительно больше, так как он определяется форсировкой топки, необходимой для достижения толчковых параметров пара. В первую очередь, это относится к его температуре, которая зависит от температуры неостывшей турбины. Поэтому при растопке котла и прогреве паропроводов часть пара из главных паропроводов сбрасывается в конденсатор через специальное пускосбросное устройство. Регулирующие клапаны турбины при этом закрыты. После подачи пара в турбину пускосбросное устройство некоторое время остается открытым для сброса в конденсатор избытка пара, вырабатываемого котлом, а затем, когда турбина наберет начальную нагрузку, закрывается. После этого весь пар из котла идет в турбину.

При пуске из холодного состояния прогревать паровпускные устройства и цилиндр высокого давления турбин нужно паром возможно меньшей температуры, которая определяется пусковой схемой. Однако температура пара не должна быть и слишком низкой, он должен быть перегрет по отношению к температуре насыщения не менее чем на 20—40°C. При меньшем перегреве в турбину может попасть влажный пар, вызывающий быстрый износ и даже поломку рабочих лопаток. Наилучшие условия создаются при температуре пара 250—300°C. Пар такой температуры должен поступать в стопорные клапаны холодной турбины при толчке ротора и увеличении его частоты вращения до номинальной.

Особенности пуска энергоблока с неостывшей турбиной обусловлены тем, что ее металл нагрет, а металл паропроводов успевает остыть и их необходимо прогреть. В горячую турбину нельзя подавать пар, температура которого намного ниже температуры металла. Расхолаживание корпуса и ротора турбины нежелательно, так как возникают растягивающие температурные напряжения на внутренней поверхности корпуса и наружной поверхности ротора.

Кроме того, поступление холодного пара в цилиндр вызывает относительное укорачивание ротора и соответственно уменьшение осевых зазоров в проточной части. Полностью исключить начальное охлаждение при пуске неостывшей турбины практически не удастся. Это связано с тем, что после регулирующих клапанов горячий пар проходит по относительно холодным перепускным трубам и охлаждается в них, а затем его температура дополнительно снижается в регулирующей ступени. Поэтому температура пара перед пуском должна заметно превышать температуру цилиндра.

Для предупреждения глубокого расхолаживания цилиндра температура пара в трубопроводе перед главной паровой зад-

вижкой должна превышать температуру наиболее нагретых частей турбины не менее чем на 50—100°C.

При останове энергоблока на короткое время (например, на ночь) температура металла турбины оказывается настолько высокой, что выполнить условия по перегреву пара оказывается невозможным, поэтому его температура должна быть равна номинальной. Охлаждение паровпуска турбины в этом случае особенно велико, поэтому пуск из горячего состояния, чтобы уменьшить расхолаживание цилиндра, стремятся провести за короткое время (5—10 мин). Нагружают турбогенератор после включения в сеть также очень быстро (например, на блоках мощностью 200—300 МВт номинальную нагрузку набирают за 60—90 мин с момента включения генератора в сеть). Такое короткое время пуска требует особо точного соблюдения последовательности и продолжительности пусковых операций.

Правила технической эксплуатации предписывают контролировать при пуске из любого состояния прогрев паропроводов, стопорных клапанов, пароперепускных труб, относительное удлинение и осевое положение роторов, вибрацию подшипников турбины, генератора и возбuditеля, прогиб ротора части высокого давления, разность температур в верхней и нижней частях цилиндров, фланцев и шпилек, температуру масла на сливе из подшипников.

§ 47. Прогрев элементов турбины при пуске

При пуске изменяется температура всех элементов турбины — органов парораспределения, корпуса, ротора и др.

Количество теплоты Q , которое подводится (или отводится) паром к металлу, зависит от площади F контакта и разности температур $t_n - t_{ст}$ между ними, а также интенсивности теплообмена, который определяется коэффициентом теплоотдачи α , т. е. $Q = \alpha F (t_n - t_{ст})$, где t_n и $t_{ст}$ — температуры пара и стенки.

Коэффициент теплоотдачи α зависит от скорости потока и физических свойств среды. Чем больше скорость потока и плотность пара, тем больше коэффициент теплоотдачи и, следовательно, количество теплоты, передаваемой паром стенке. Количество теплоты увеличивается также при увеличении площади контакта и разности температур между паром и стенкой.

Как известно, при прогреве деталей их линейные размеры увеличиваются. Ротор турбины, как правило, прогревается быстрее корпуса, так как коэффициент теплоотдачи поверхности вращающегося ротора выше, чем неподвижной поверхности корпуса, защищенной обоями и диафрагмами. В результате при пуске турбины длина ротора становится больше длины корпуса и изменяются зазоры в проточной части турбины.

Появляющаяся при прогреве неравномерность температур элементов турбины приводит к температурным напряжениям и короблению их. Значения температурных напряжений зависят не только от количества теплоты, которое поступает от пара к стенке в единицу времени, но и от толщины и формы стенки.

На рис. 114 приведены кривые разности температур стенки при мгновенном 1 и линейном 2 изменениях температуры пара от нулевой T_0 до максимальной T_n . Если поднимать температуру пара медленно, например по линейному закону, наибольшая разность температур по толщине стенки Δt_2 будет достигнута позднее, чем при мгновенном росте температуры пара, и, что самое важное, она будет значительно меньше максимальной разности температур Δt_1 . В результате пропорционально уменьшаются и температурные на-

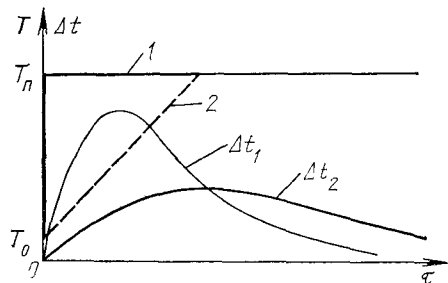


Рис. 114. Изменения разности температур стенки Δt_1 и Δt_2 при мгновенном и линейном изменениях температуры пара

пряжения. Разница температур по толщине стенки и температурные напряжения будут тем больше, чем толще стенка. Причем при увеличении толщины стенки в 2 раза перепады температур и напряжения возрастают в 4 раза при одинаковой скорости прогрева. Поэтому, как правило, максимальные температурные напряжения появляются в наиболее массивных деталях, например фланцах корпуса.

Температурные напряжения возникают не только в результате неравномерного прогрева стенок по толщине, но и в местах сопряжения частей одной детали разной толщины. Примером могут служить места ввода паропроводов в корпуса стопорного клапана и турбины, переход от стенок корпуса турбины к фланцам горизонтального или вертикального разъемов. Температурные напряжения появляются в том случае, когда сопрягаемые участкигреваются по-разному. Так, паропровод прогревается быстрее корпуса турбины, а корпус — быстрее фланцев.

Обычно стопорные и регулирующие клапаныгреваются при росте температуры и давления пара за котлом. Так как через клапаны проходит небольшое количество пара, сбрасываемого в дренажи, онигреваются плавно. Резкий прогрев с образованием в металле клапанов высоких напряжений происходит лишь на начальном этапе пуска из холодного или неостывшего состояния, если пар под давлением 2—4 МПа попадает в паровую коробку относительно холодного клапана. В этом случае прогрев идет очень интенсивно с конденсацией влаги на

поверхности. Для предупреждения таких нежелательных явлений надо следить, чтобы при подаче в клапан пара его давление росло плавно.

При пуске из холодного состояния детали ЦВД турбины (корпус и ротор) также нуждаются в предварительном прогреве, чтобы при подаче пара в них не возникли недопустимо высокие напряжения. Иногда это делают перед пуском турбины, подавая пар невысокой температуры от постороннего источника со стороны выхлопа ЦВД («с хвоста»).

Небольшое количество пара проходит обратным ходом через ЦВД, прогревает его и сбрасывается через дренажи перепускных труб в конденсатор.

На энергоблоках мощностью 300 МВт применяют совмещенный прогрев перепускных труб, ЦВД и паропроводов вторично перегретого пара при промежуточной частоте вращения (800 об/мин). Для этого открывают стопорные клапаны ЦВД и через регулирующие клапаны подают пар в турбину, оставляя закрытыми стопорные клапаны ЦСД. Ротор приводится во вращение небольшим количеством пара, проходящим через ЦВД и сбрасываемым в конденсатор из паропровода перед клапанами ЦСД. Цилиндр высокого давления и паропроводы плавногреваются. Закончив прогрев, открывают стопорные и регулирующие клапаны ЦСД и продолжают пуск турбины по обычной схеме. Совмещенный прогрев с закрытыми клапанами ЦСД применяют также при пусках из неостывшего состояния, если надо прогреть относительно холодные паропроводы вторично перегретого пара до подачи пара в ЦСД.

Температурные напряжения возникают и изменяются в процессе всего периода пуска, а также при изменении режима работы турбины.

Несмотря на разнообразие режимов пусков различных турбин, пуск можно разделить на три этапа, отличающиеся условиями прогрева оборудования.

На первом этапегревают паровпускные органы (стопорные и регулирующие клапаны), которые при останове остывают значительно быстрее, чем цилиндры турбины. При этом регулирующие клапаны закрыты, генератор не подключен к электрической сети и ротор турбины проворачивается валоповоротным устройством. Предварительный прогрев органов паровпуска является обязательной операцией, так как стопорные и регулирующие клапаны имеют толстые стенки и при подаче пара в турбину без предварительного подогрева в их стенках возникают большие температурные напряжения. Способы прогрева органов паровпуска определяются разнообразием их конструкций.

Высокие температурные напряжения возникают в зоне фланцевого соединения горизонтального разъема цилиндров высокого и среднего давления. Стянутые шпильками фланцы очень

массивны, их ширина и высота иногда превышают 400 мм, а диаметры шпилек достигают 160 мм. Шпильки фланцевого соединения, хотя и имеют массу, гораздо меньшую, чем фланцы, отстают от них по скорости прогрева. Шпильки затянуты гайками с большим предварительным натягом, который обеспечивает плотность горизонтального разъема. Если фланец прогревается быстрее шпилек, в них возникают большие дополнительные растягивающие напряжения.

Для борьбы с этим явлением, а также с отставанием прогрева корпуса от прогрева ротора (относительным удлинением ротора), фланцы при пуске дополнительно обогревают паром, который подается в специальные короба, приваренные к фланцам снаружи, в зазор между верхним и нижним фланцами (обнизку) или одновременно в короба и в обнизку. При первом случае пар греет только фланцы, улучшая их тепловое состояние, но при этом увеличивается отставание температуры шпилек, что может привести к их разрушению. Подвод пара в короба и обнизку наиболее сложен из-за необходимости выполнения разветвленной системы паропроводящих трубопроводов с запорной и регулирующей арматурой. Наиболее прост и эффективен подвод пара только в обнизку. При этом одновременно греются фланец и шпильки, вследствие чего уменьшается разность температур между ними, а также между корпусом и ротором, т. е. снижаются температурные напряжения во фланцевом соединении и уменьшается относительное удлинение ротора при пуске. В настоящее время такая схема обогрева принята на большинстве мощных отечественных турбин.

В качестве греющего пара в системе обогрева может использоваться «собственный» свежий пар данного блока, пар из паропроводов промпрегрева соседних работающих турбин и др. Лучше всего использовать для этой цели пар, отбираемый из паропровода непосредственно перед цилиндром, если он одностенный, или из межкорпусного пространства, если он двухстенный. В этом случае с внутренней стороны фланца и в обнизке проходит пар одинаковой температуры и прогрев фланцев и шпилек происходит равномерно.

Высокие температурные напряжения возникают при пуске и в роторе турбины, который прогревается со стороны наружной поверхности, особенно в зоне концевых и диафрагменных уплотнений, где коэффициент теплоотдачи особенно высок. Так как осевая расточка ротора оказывается значительно холоднее его наружной поверхности, на расточке появляются напряжения растяжения, которые складываются с растягивающими напряжениями от действия сил, возникающих при вращении, и могут представлять опасность при слишком быстром прогреве ротора. Дополнительные растягивающие напряжения в роторе создают диски, которые более быстро, чем он,греваются паром, проходящим через проточную часть турбины (рис. 115). Распреде-

ление температур при прогреве диска показано на рис. 116 (кривые 1 — холодный диск, 2 — при его прогреве, 3 — прогретый диск)

Примерно также прогревается ротор с насадными дисками. При слишком быстром прогреве такого ротора появляется дополнительная опасность, заключающаяся в том, что если диск будет прогреваться значительно быстрее вала, исчезнет первоначальный натяг и диск может освободиться. Слишком быстрый прогрев приводит даже к появлению зазора между валом и диском, который при этом сядет на вал с эксцентриситетом и появится вибрация ротора.

На наружной поверхности роторов имеются зоны, где концентрируются особенно высокие температурные напряжения: галтели перехода от диска к валу и тепловые канавки в зоне уплотнений, выполняемые для предупреждения остаточного прогиба роторов в случае его задеваний о гребни уплотнений. Температурные напряжения в канавках в 4—6 раз выше, чем на поверхности гладкого вала. В этих зонах на роторах зарубежных турбин, работающих в режиме частых пусков, неоднократно обнаруживаются кольцевые трещины, развивающиеся в глубину под влиянием температурных напряжений и вибрации. В этом случае ротор ремонтируют, а иногда заменяют.

На втором этапе прогрева в проточную часть турбины подают пар, открывая регулирующие клапаны. Этот этап заканчивается выходом турбины на холостой ход и подключением электрического генератора к сети. Турбина прогревается паром, проходящим через проточную часть. Интенсив-

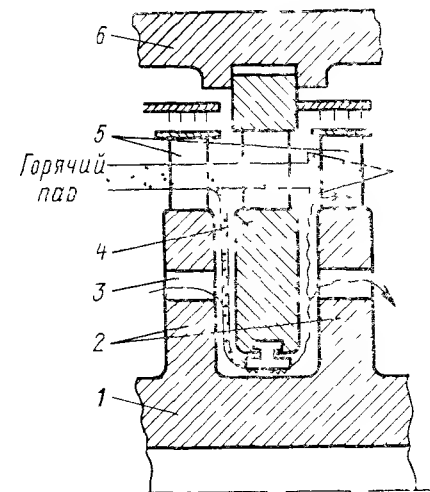


Рис 115. Схема обтекания паром диафрагмы и дисков:

1 — ротор, 2 — диски, 3 — разгрузочное отверстие, 4 — диафрагма, 5 — рабочие лопатки, 6 — корпус турбины

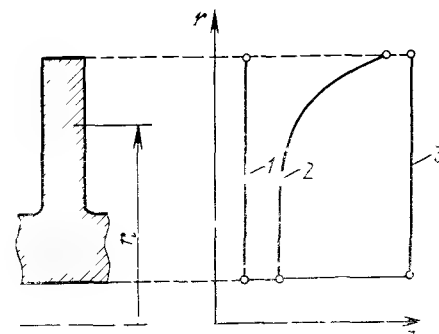


Рис 116 Распределение температур при прогреве диска

ность прогрева турбины увеличивается с увеличением частоты вращения ее ротора.

Температура пара перед турбиной и в турбине может изменяться не только потому, что растет подогрев пара в котле. Даже если паропроводы, паровпускные органы и ЦВД достаточно прогреты, чтобы в них не возникло опасных температурных напряжений, их температура может быть значительно меньше рабочей и они продолжают прогреваться. Так как расходы пара

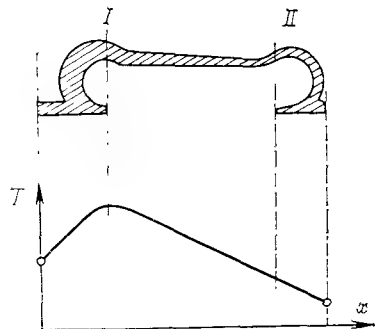


Рис. 117. Изменение температуры корпуса турбины вдоль проточной части

при этом невелики, а на прогрев элементов оборудования требуется значительное количество теплоты, то пар в паропроводах остывает и его температура перед турбиной меньше, чем за котлом. Отставание может достигать до 100°C и более. Но по мере прогрева труб оно уменьшается, поэтому температура пара перед турбиной увеличивается, даже если за котлом она поддерживается постоянной.

Третий этап прогрева турбины имеет особенности, связанные с тем, что генератор подключен к сети, частота вращения

ротора постоянна, а прогрев продолжается вследствие увеличения расхода, давления и температуры пара при нагружении турбины. Даже если температура пара перед турбиной неизменна, то при увеличении мощности турбины от холостого хода до номинальной температура пара в регулирующей ступени может увеличиться более чем на 100°C . Увеличивается она и в других ступенях турбины. При слишком быстрой нагрузке в корпусе и роторе могут возникнуть опасные температурные напряжения.

После окончания третьего этапа прогрева и выхода турбины на установившийся режим температурные напряжения в стенках корпуса полностью не исчезают. Основные причины этого — неравномерность распределения температур вдоль проточной части турбины и небольшая их разница по толщине стенки. Вдоль проточной части турбины температура ее корпуса (рис. 117) следует за температурой пара, которая максимальна в зоне регулирующей ступени I и минимальна на выходе II.

§ 48. Обслуживание турбины, вырабатывающей полезную мощность

Надежность и экономичность оборудования зависят от уровня профессиональной подготовки, ответственности и дисциплинированности обслуживающего персонала. Действия, которые дол-

жен выполнять персонал в различных производственных ситуациях, подробно описаны в инструкциях по эксплуатации турбин и вспомогательного оборудования. Безусловное и сознательное выполнение требований инструкций — главное условие обеспечения надежной работы турбин. Каждая операция, выполняемая персоналом, ведет к изменению режима работы оборудования. При этом надо ясно представлять последствия и заранее предусматривать свои действия в соответствии с изменением режима работы оборудования.

Оборудование тепловых электрических станций стоит очень дорого и снабжает энергией многие предприятия и населенные пункты. Выход оборудования из строя приносит большие убытки народному хозяйству, а иногда может вызвать катастрофические последствия.

При нормальной работе турбины условия ее обслуживания спокойные, ритм — монотонный. Но в этом случае возникновения аварийных ситуаций темп работы резко возрастает, отдельные операции требуется выполнять быстро, в строго заданной последовательности. Поэтому последовательность операций необходимо не только запомнить, но и закрепить неоднократными тренировками на оборудовании с имитацией аварийных ситуаций.

Общие требования к эксплуатации оборудования ТЭС регламентируются Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей, которые являются основой инструкций по эксплуатации турбин и вспомогательного оборудования.

Экономичность и надежность турбин прежде всего зависят от состояния их проточной части, диафрагменных и концевых уплотнений. Износ рабочих и сопловых лопаток, появление отложений на них, износ уплотнений и диафрагм, изменение их формы и расположения относительно других элементов увеличивают потери и снижают КПД турбин. В наиболее трудных условиях в проточной части турбины находятся рабочие лопатки, которые изгибаются под действием потока пара и перепадов давлений, растягиваются силами, возникающими при вращении, вибрируют из-за неравномерности потока пара, загрязняются солевыми отложениями, корродируют и повреждаются окалиной, сварочным гратом.

Температура пара перед турбиной должна постоянно поддерживаться в строго заданных пределах. Рабочие лопатки первых ступеней нагреваются до температуры в несколько сотен градусов, а температура рабочих лопаток последних ступеней низка, так как они омываются влажным паром малой температуры. Перегрев пара выше номинальных параметров резко уменьшает надежность лопаток первых ступеней части высокого давления вследствие ухудшения механических свойств и роста скорости ползучести металла, увеличения вероятности появления усталост-

стных трещин и других повреждений. Повышение температуры сказывается также на надежности корпуса, диафрагм, дисков, уплотнений, органов парораспределения.

Уменьшение температуры пара перед турбиной по сравнению с номинальной также недопустимо, так как при этом повышается его влажность в последних ступенях и увеличивается число ступеней, работающих во влажном паре. Эти ступени подвергаются сильному эрозионному износу и коррозии. Снижение температуры пара способствует возникновению дополнительных осевых усилий и росту нагрузки на упорный подшипник, уменьшает кпд цикла и турбины вследствие роста потерь в проточной части от повышенной влажности.

Во время работы турбины, несмотря на очистку воды, вместе с паром в проточную часть попадают соли. Из котлов высокого и сверхкритического давлений с паром уносятся кремниевая кислота и растворимые оксиды металла. Загрязнения в питательную воду и пар попадают с протечками циркуляционной и сетевой воды через неплотности в местах заделки трубок конденсаторов и сетевых подогревателей, через дренажи конденсата теплообменников питательной воды, при нарушении нормальной работы обессоливающей установки. Эти загрязнения откладываются на элементах проточной части. Так как расход пара через проточную часть велик, даже при очень малой концентрации примесей в нем отложения на поверхности лопаток могут быстро расти. На лопатках турбин, работающих при давлении до 9 МПа, отлагаются преимущественно водорастворимые сульфаты, хлориды, бикарбонат натрия. С увеличением давления до 13 МПа в паре возрастает количество растворенной кремниевой кислоты, которая оседает на поверхности лопаток в кристаллическом или аморфном виде. При добавлении в пар едкого натра кремниевая кислота переходит в растворимые в воде натриевые соли кремния. В турбинах на сверхкритические параметры преимущественно отлагаются оксиды металлов, которые состоят примерно из 50—80% оксидов меди, остальное — оксиды железа, натриевые соли и соли кремния.

Отложения, искажая форму профилей сопловых и рабочих лопаток, снижают кпд проточной части. Вследствие уменьшения площади проходного сечения проточной части растет ее гидравлическое сопротивление и, следовательно, давление в ступенях турбины, увеличивается осевое усилие и перегружаются упорный подшипник и диафрагмы. При значительной толщине отложения отрываются и повреждают лопатки турбины.

О состоянии проточной части турбины судят по давлениям в контрольных ступенях. Это давление зависит от расхода пара и состояния проточной части. При каждом расходе пара и чистой проточной части в контрольной ступени устанавливается вполне определенное давление, которое при заносе проточной части солями увеличивается. Степень заноса проточной части солями

определяют, сравнивая давления в контрольных ступенях с давлениями, указанными заводом-изготовителем турбины.

Измеряют давление в контрольных ступенях при двух расходах пара, близких к расчетному, не реже одного раза в месяц. Относительное процентное изменение давления в контрольных ступенях $\Delta p = [(p_{уд}^{зан} - p_{уд}^{чист}) / p_{уд}^{чист}] \cdot 100\%$, где $p_{уд}^{зан}$ и $p_{уд}^{чист}$ — удельные давления в турбине с занесенной солями и чистой проточной частью.

Определяют $p_{уд}$ как отношение абсолютного давления в контрольной ступени $p_{к.ст}$ к расходу пара G_0 (с учетом параметров пара при испытаниях), т. е. $p_{уд} = p_{к.ст} / G_0$. Результаты испытаний вносят в журнал контроля за чистотой проточной части.

Для удаления отложений проточную часть промывают, не останавливая турбину. При промывке проточной части турбин высокого давления нагрузку снижают до 30—50% номинальной, а турбин, работающих в блочных установках, — до 25%. Водорастворимые отложения из проточной части удаляют влажным паром, а отложения кремниевой кислоты — специальными химическими составами, которые вводят в пар. После окончания промывки измеряют давления в контрольных ступенях.

При работе турбин необходимо проводить регулярные обходы по заранее разработанному маршруту, осматривать агрегат и вспомогательное оборудование, контролировать и записывать необходимые показания приборов, периодически «прослушивать» турбину.

Внешний осмотр и «прослушивание» позволяют обнаружить появление механических повреждений. Признаками повреждений являются появления слышимых металлических звуков и необычных шумов внутри турбины. При нормальном состоянии работающая турбина издает равномерный шум разных тонов. Регулярное «прослушивание» турбины позволяет привыкнуть к характеру этого шума и при появлении необычных звуков сразу же их обнаружить.

Внешний осмотр позволяет также выявить трещины в трубопроводах, судить о нормальной работе подшипников и концевых уплотнений (появление дыма и искр из подшипников или уплотнений требует немедленного останова турбины). Особое внимание уделяют состоянию упорных подшипников при резком изменении нагрузки турбины. При перегрузке подшипников увеличивается температура баббитового слоя колодок (она не должна превышать 90°C).

Обязательно контролируют вибрационное состояние турбины. На работающей турбине измеряют амплитуду вибраций подшипников в трех направлениях: вертикальном, горизонтальном и осевом. Вибрационное состояние турбины оценивают по двойной амплитуде вибрации того подшипника, который вибрирует больше остальных. Двойные амплитуды вибраций подшипников тур-

бины, генератора и возбuditеля при мощности турбины 150 МВт и более не должны превышать 30 мкм.

В зависимости от амплитуды вибрационное состояние турбины оценивается, как отличное, хорошее или удовлетворительное. В турбинах отличного или хорошего вибрационного состояния измерения проводят один раз в месяц, а удовлетворительного — один раз в две недели. Контролируют вибрации при одной и той же нагрузке турбины (не менее 50% номинальной). Кроме периодических измерений вибрацию контролируют перед остановом турбоагрегата на капитальный ремонт, при вводе после него, а также при заметном повышении вибрации подшипников. До ремонта и после него вибрацию контролируют при нескольких установившихся режимах: на холостом ходу без возбуждения и с возбуждением, при половинной и полной нагрузках.

§ 49. Контроль работы систем маслоснабжения, регулирования и защиты

Система маслоснабжения турбины должна отличаться особой надежностью и обеспечивать подачу масла необходимого давления, температуры и качества в течение всего времени работы турбины без перерывов. При отказе маслосистемы прекращается подача масла к подшипникам и в систему регулирования турбины, что может привести к тяжелой аварии. Несмотря на особенности систем маслоснабжения различных турбин, существуют общие требования к их обслуживанию, оговоренные Правилами технической эксплуатации. Во время работы турбины необходимо постоянно контролировать давление и температуру масла в определенных точках маслосистемы. Особенно тщательно следят за температурой масла после подшипников.

При обходе турбины обращают внимание на состояние маслоснасосов, проверяют температуру подшипников, устраняют протечки масла через уплотнения, следят за уровнем вибрации, не допускают перегрузки электродвигателя. В местах соединений отдельных участков маслопровода не допускается подтекание масла. При появлении из-за повышенной вибрации в трубах трещин, которые могут привести к быстрому разрушению маслопровода, необходимо остановить турбину.

Надежность работы маслосистемы обеспечивается включением в схему резервных масляных электро- или турбонасосов, которые при недопустимом снижении давления масла автоматически включаются в работу. Устройство автоматического включения и сами насосы должны опробоваться не реже 2 раз в месяц (без останова турбины). Для опробования насосов машинист турбины по указанию начальника смены или старшего машиниста поочередно включает их. При пуске насосов давление на линии нагнетания поднимается на 5—10 МПа и поток масла через подшипники увеличивается. Увеличение расхода

масла наблюдают через смотровые стекла на сливных маслопроводах после подшипников. Температура масла в системе после подшипников уменьшается.

Резервные масляные насосы подключают к маслосистеме так, чтобы можно было их опробовать в режиме автоматического запуска. Для этого на том участке маслопровода, где подключено реле пуска маслоснасоса, давление намеренно снижают до срабатывания реле. Результаты опробования устройств автоматического запуска насосов заносят в журнал.

Для нормальной работы маслоснасосов необходимо постоянно отводить воздух из верхних точек их камер и трубопроводов, чтобы предупредить образование воздушных подушек. Попадание воздуха на рабочее колесо может привести к срыву работы насоса.

Надежность работы маслосистемы зависит также от качества и чистоты масла. В турбинном цехе качество масла контролируют один раз в сутки (в дневную смену). Кроме того, один раз в два месяца проводят сокращенный анализ, если кислотное число не больше 0,5 мг КОН и масло полностью прозрачно, и один раз в две недели, если кислотное число больше 0,5 мг КОН и в масле содержатся шлам и вода. При резком ухудшении качества масла проводят внеочередной анализ.

Чистота масла обеспечивается фильтрами, установленными в масляном баке турбины. Загрязнение фильтров снижает давление в системе смазывания из-за уменьшения производительности насоса. В результате к подшипникам поступает меньше масла, которое отводит меньше теплоты, что увеличивает нагрев подшипников. Очищают фильтры по графику. После монтажа или ремонта это делают чаще, чем при обычной эксплуатации. Фильтры поочередно извлекают из масляного бака один раз в неделю и продувают сжатым воздухом. Машинист турбины при смене фильтра в течение 1 ч должен наблюдать за давлением в системе смазывания и температурой подшипников. Конструкция фильтров такова, что их очищают, не останавливая турбину. Поддержание необходимого качества масла, своевременное восполнение утечек масла из системы смазывания, а также меры, предотвращающие попадание его на обмотки генератора, входят в обязанности персонала турбинного цеха.

Если качество масла ухудшается настолько, что его невозможно восстановить в процессе эксплуатации турбины, оно направляется на очистку и восстановление в специальные центральные масляные хозяйства или масляные хозяйства мощных тепловых электрических станций.

На маслопроводах и трубопроводах охлаждающей воды возле маслоохладителей устанавливают запорную арматуру, позволяющую отключить любой маслоохладитель от маслосистемы, что бывает необходимо, например, при обнаружении утечки масла через маслоохладитель. Ошибочное отключение масло-

охладителей или самозакрытие арматуры от вибрации может прекратить подачу масла и привести к подплавлению подшипников турбины. Поэтому маховики всех задвижек, с помощью которых можно прекратить доступ масла к турбине, пломбируют, о чем начальник смены или старший машинист делает запись в оперативном журнале. Целостность пломб на маховиках машинист проверяет при приеме смены. Необходимые отключения или переключения маслоохладителей производит дежурный персонал турбинного цеха с ведома дежурного инженера станции под руководством начальника смены или старшего машиниста, о чем делается запись в оперативном журнале.

Так как системы маслоснабжения различных турбин имеют свои особенности, прежде чем приступать к их обслуживанию, необходимо тщательно изучить схему, принцип действия, ознакомиться с инструкциями по эксплуатации и приобрести необходимые практические навыки.

Все турбинные установки имеют системы автоматического регулирования, сигнализации и защиты, которые обеспечивают надежную длительную эксплуатацию оборудования по заданному графику. Системы регулирования и парораспределения и связи между ними имеют большое количество трущихся соединений. Трение и люфты снижают чувствительность системы регулирования, что приводит к неустойчивости работы турбины или к более серьезным последствиям. Так, если трение велико, возможно заклинивание регулирующих клапанов и сервомоторов. Это происходит, если они длительное время находились в неизменном положении, а также при отложении между штоком и корпусом солей из пара, просачивающегося вдоль штоков. При таком заклинивании в случае аварийного отключения генератора от сети клапаны не закрываются и в турбину продолжает поступать пар, что может привести к ее аварии.

Правилами технической эксплуатации предусмотрено «расхаживание» клапанов на часть хода, для чего их перемещают вверх — вниз на небольшое расстояние. Шток, перемещаясь относительно корпуса, разрушает солевые отложения. На стопорных клапанах для этого предусматривают специальные устройства. Для «расхаживания» регулирующих клапанов изменяют нагрузку турбины. Эту операцию выполняют не реже одного раза в две недели, наблюдая, насколько плавно изменяется нагрузка турбины при изменении положения синхронизатора.

Надежность обратных клапанов отборов проверяют один раз в месяц механическим перемещением их тарелки. Плотность закрытия обратных клапанов обычно проверяют, пропуская пар от постороннего источника на холостом ходу турбины. Если клапан садится неплотно, часть пара будет проникать через зазор в турбину и разгонять ротор.

Защита от повышения частоты вращения ротора — одна из важнейших защит, предотвращающих разрушение турбины даже

в том случае, когда не срабатывает система регулирования. Автомат безопасности срабатывает только в аварийных ситуациях, которые случаются крайне редко. При нормальной работе турбины этот автомат бездействует и, несмотря на специально принимаемые меры, на нем оседают влага, отложения из турбинного масла и др. В результате детали загрязняются, их поверхность корродирует и возможно заедание и несрабатывание автомата при недопустимом повышении частоты вращения ротора. Автоматы безопасности современных турбин выполнены так, что их работоспособность можно проверить на номинальной частоте вращения.

Автомат безопасности опробуют не реже одного раза в четыре месяца. Если возможность опробования на номинальной частоте вращения специальной системой не предусмотрена, проверку проводят, повышая частоту вращения ротора на холостом ходу до срабатывания автомата безопасности. Если частота вращения ротора примерно на 12% превышает номинальную, а автомат безопасности не срабатывает, необходимо для останова турбины вручную выбить предохранительный выключатель, устранить неисправность автомата безопасности и отрегулировать его на необходимую частоту вращения.

Распространены также системы регулирования, в которых в качестве рабочего тела используют воду (конденсат после конденсатных насосов). Такие системы снабжают фильтрами, требующими периодической очистки. Дифференциальный манометр со световой сигнализацией позволяет измерять разницу давлений (перепад) до фильтра и после него. Если перепад давлений больше указанного заводом-изготовителем, фильтр загрязнен. Для очистки рабочего фильтра включают резервный. Засоренный фильтр промывают обратным потоком воды и переводят в резерв.

§ 50. Обслуживание конденсационной установки

Конденсационная установка должна обеспечивать конденсацию всего пара после турбины и других устройств, а также отвод образующегося конденсата. Чтобы турбина работала с наибольшим кпд, в конденсаторе должно поддерживаться необходимое давление пара, которое зависит от режима работы турбины, температуры и расхода охлаждающей воды, воздушной плотности вакуумной системы, состояния поверхностей охлаждения и режима работы эжектора. При увеличении давления в конденсаторе мощность турбины уменьшается. Для турбин каждого типа существует определенная зависимость изменения мощности от давления в конденсаторе. Это давление, в свою очередь, зависит от количества воздуха, которое попадает в конденсатор через неплотности вакуумной системы турбины.

Количество воздуха, отсасываемого из конденсатора эжектором, измеряют дроссельным расходомером. Добиться абсолютной плотности вакуумной системы не удастся. В процессе работы в ней могут появиться новые неплотности (во фланцевых соединениях, вследствие износа арматуры и др.). Для точного определения количества присасываемого воздуха проводят специальные испытания. В случае увеличения присосов воздуха их необходимо устранять. Обычно места присосов воздуха определяют на остановленной турбине, для чего всю вакуумную систему заполняют водой. В местах присосов обнаруживаются течи.

Если конденсатор неплотен и в его паровое пространство попадает циркуляционная вода, качество конденсата резко ухудшается. Необходимо также вести постоянный контроль за жесткостью конденсата, выходящего из конденсатора, отбирая пробы и проводя химический анализ. На качество конденсата влияют присосы воздуха в трубопроводе от конденсатора до конденсатного насоса. Вместе с воздухом подсасывается кислород, вызывающий коррозию элементов оборудования. Для проведения химического анализа на содержание кислорода один раз в сутки отбирают пробу конденсата после каждого конденсатного насоса. При увеличении содержания кислорода в конденсате обнаруживают и устраняют места присосов воздуха.

Давление пара в конденсаторе существенно зависит от состояния поверхностей трубок конденсатора, загрязнение которых ухудшает условия охлаждения и уменьшает скорость конденсации пара. Большое значение для предупреждения загрязнения трубок имеют профилактические мероприятия. При развитии водной растительности в водохранилищах-охладителях, брызгальных бассейнах, резервуарах и оросителях градирен воду обрабатывают медным купоросом, соблюдая правила безопасности. Купорос позволяет избавиться от низших водорослей, не нанося ущерба рыбному хозяйству, так как он вводится в воду в ничтожно малых дозах. Кроме того, на водохранилищах-охладителях регулярно контролируют качество воды. При обнаружении в воде промышленных и бытовых стоков устраняют причины загрязнения.

Эффективность работы конденсационной установки зависит от переохлаждения конденсата. Для снижения переохлаждения необходимо поддерживать уровень конденсата ниже нижнего ряда трубок конденсатора, максимально увеличивая плотность вакуумной системы, следить за исправностью эжекторов.

Снижение абсолютного давления в конденсаторе ведет к росту мощности турбины при одном и том же расходе пара, так как увеличивается ее располагаемый теплоперепад. Однако беспрестанно уменьшать давление в конденсаторе бессмысленно, так как начиная с некоторого его значения скорость пара на выходе из рабочих каналов последней ступени достигнет скорости

звука, пропускная способность ее будет исчерпана и дальнейшее снижение давления не приведет к приросту мощности турбины. При уменьшении давления в конденсаторе мощность турбины увеличивается на ΔN_{τ} . Однако для этого необходимо прогонять через конденсатор больше охлаждающей воды и, следовательно, увеличить мощность, потребляемую циркуляционными насосами, на $\Delta N_{\text{н}}$. Поэтому фактический выигрыш мощности турбогенератора $\Delta N_{\text{э}} = \Delta N_{\tau} - \Delta N_{\text{н}}$.

В конденсаторе следует поддерживать такое давление, чтобы выигрыш в мощности турбогенератора $\Delta N_{\text{э}}$ был наибольшим. Для каждого расхода пара через турбину при заданной температуре охлаждающей воды перед конденсатором существует вполне определенный расход охлаждающей воды, обеспечивающий наиболее выгодное давление в конденсаторе. Соответствующий этому давлению вакуум, называемый *экономическим*, должен поддерживаться в конденсаторе в течение всего времени эксплуатации турбины.

§ 51. Обслуживание вспомогательного оборудования

Надежность работы турбинной установки зависит также от исправности и правильной эксплуатации вспомогательного оборудования *.

При обслуживании регенеративных подогревателей и теплофикационных установок в первую очередь контролируют температуру и давление пара, а также питательной и сетевой воды до подогревателей и после них. Кроме того, необходимо следить за расходами питательной и сетевой воды, пара и конденсата. Подогреватели высокого давления обязательно снабжают автоматическими защитными устройствами от переполнения их парового пространства водой, чтобы она не попала в турбину. Защита отключает подачу питательной воды в группу подогревателей, как только ее уровень в корпусе любого из них поднимается до аварийного; одновременно прекращается доступ пара в подогреватели. В мощных энергоблоках предусмотрена вторая ступень защиты, которая отключает их, если после срабатывания первой ступени уровень воды в подогревателе поднимается более чем на 2,5 м. Защиту от недопустимого повышения уровня и связанную с ней сигнализацию опробуют не реже одного раза в три месяца и перед каждым пуском подогревателя.

Рядом защит снабжают и питательные насосы, выход из строя одного из которых может привести к развитию аварии и повреждению основного оборудования энергоблока. Обслуживающий персонал, как правило, использует систему дистанционного управления питательными насосами.

* Описание конструкций агрегатов приведено в кн.: Соколов В. С., Деев Л. В. Устройство и обслуживание энергетического блока.— М.: Высшая школа, 1985.

При эксплуатации деаэрационной установки необходимо прежде всего руководствоваться соответствующей инструкцией. Обслуживание деаэратора состоит из нескольких этапов. Первый из них — подготовка к включению. При этом необходимо проверить исправность контрольно-измерительных приборов, указателя уровня воды, арматуры, фланцевых соединений и предохранительных устройств (гидрозатвора, предохранительного клапана). Все задвижки на линиях подвода конденсата пара, химически очищенной воды должны быть закрыты.

Следующим этапом является включение деаэратора в работу, которое разрешается лишь после его осмотра и подготовки. Деаэратор заполняют химически очищенной водой и проверяют заполнение водой гидрозатвора. Перед прогревом полностью откручивают вентиль на линии удаления газов из деаэратора. Затем прогревают воду в деаэраторе паром, который подают через барботажные сопла. Для этого на всех деаэраторах имеется резервный подвод пара от постороннего источника. Резервный подвод пара от соседних энергоблоков используют для деаэрации воды при растопке котла и при сбросе нагрузки.

При непродолжительной остановке энергоблока в деаэраторе паром от постороннего источника поддерживают небольшое повышенное давление (около 0,05 МПа). Это позволяет предупредить попадание кислорода из окружающего воздуха в конденсат и держать деаэратор в постоянной готовности к пуску. Окончив прогрев воды, конденсат от турбины и химически очищенную воду через холодильник деаэратора подают в его головку, куда затем поступает пар. Конденсат от подогревателей сетевой воды и подогревателей высокого давления подается после включения их в работу. Автоматические регуляторы давления и уровня включаются после того, как установлен нормальный режим работы деаэратора.

В соответствии со сроками, указанными в инструкции по эксплуатации, необходимо регулярно осматривать деаэрационную установку, выявляя места «парений» и течи из фланцевых соединений паропроводов, водопроводов, сальников задвижек, проверяя заливку гидрозатвора, исправность теплоизоляции, а также, контролируя показания приборов, давление в верхней части головки, уровень и температуру воды в аккумуляторном баке. Для остановки деаэратора отключают подачу конденсата, пара и очищенной воды.

Часть пара от турбины может отводиться на нужды промышленных предприятий. Обычно для этого используется пар повышенной температуры, который поступает из отборов конденсационных турбин или после турбин с противодавлением. Расход потребляемого пара зависит от режима работы предприятий. Для бесперебойного снабжения предприятий паром на электростанциях обычно параллельно с турбинами, от которых отбирается пар, имеются резервные установки — редуционные (РУ),

редуционно-охладительные (РОУ) и быстродействующие редуционно-охладительные (БРОУ). Эти установки включаются автоматически и расход пара через них также поддерживается автоматически на заданном уровне с помощью регулятора давления. Резервные установки обеспечивают потребителя паром также при выходе из строя основного источника.

Каждая редуционно-охладительная установка снабжена предохранительными клапанами, установленными в той ее части, из которой пар подается потребителю. Правила технической эксплуатации запрещают эксплуатировать редуционно-охладительные установки, если их предохранительные клапаны отключены или неисправны. Предохранительные клапаны проверяют не реже одного раза в полгода, а также перед каждым включением и после монтажа или ремонта. Если предохранительные клапаны отключены или неисправны, то при отказе регулятора давления в паропроводах, подающих пар к потребителю, давление может превысить допустимое. В этом случае агрегаты, потребляющие пар на предприятиях, могут быть выведены из строя.

Кроме отборов пара на промышленные нужды из турбины отбирается пар на теплофикацию. Для снабжения потребителей теплотой обычно в качестве теплоносителя используют воду. Режим работы теплофикационных установок определяется необходимой температурой воды в подающем трубопроводе и зависит от ее давления и расхода в этом трубопроводе и от давления в обратном. Эти данные диспетчер тепловой сети ежедневно задает персоналу тепловой электрической станции. Обратная вода поступает из тепловой сети в конденсатор турбины (если она работает с ухудшенным вакуумом) или в сетевой подогреватель. При работе сетевых подогревателей необходимо следить за уровнем конденсата, который образуется из пара, обогревающего трубки с сетевой водой.

При конденсации пара в паровом пространстве сетевого подогревателя, как и в конденсаторе, остаются несконденсировавшиеся газы, в основном — воздух, присутствие которого резко уменьшает интенсивность отдачи теплоты паром. Для отсоса газов либо используется специальный эжектор, выбрасывающий их в атмосферу, либо паровое пространство сетевого подогревателя соединяют с конденсатором, куда отсасывается паровоздушная смесь. При эксплуатации сетевых подогревателей неконденсирующиеся газы должны отсасываться непрерывно.

Скорость изменения температуры горячей воды, отпускаемой потребителю, ограничена и не должна превышать 30°C в час. При изменении режима работы теплофикационных установок и невыполнении этого условия возможны разрывы сварных швов трубопроводов, по которым подается вода, либо сдвиг или разрушение опор, на которых установлены трубопроводы.

В реальных условиях даже в замкнутых тепловых сетях наблюдается утечка воды через неплотности в соединениях труб, сальников, арматуры и др. Для восполнения потерь устанавливаются специальные подпиточные насосы, которые подают подпиточную воду в обратный трубопровод. Каждый сетевой и подпиточный насос должен иметь обратный клапан для защиты насоса от разрушения гидравлическим ударом, возникающим при его останове. Задвижка, устанавливаемая после обратного клапана, служит для отключения насоса от магистрали, если необходимо профилактический осмотр или ремонт.

Питательные насосы обслуживают в соответствии с инструкцией. Перед пуском при внешнем осмотре следует убедиться, что ремонт и монтаж закончены, рабочая площадка освобождена от приспособлений и инструментов, установлены и закреплены ограждения муфт, электродвигатель заземлен, а положения задвижек и вентилей соответствуют пусковой схеме. Обычно вентили на рециркуляционной и всасывающей линиях должны быть открыты, а на линии нагнетания — закрыты. Кроме того, проверяют исправность контрольно-измерительных приборов, наличие масла и осевое положение ротора насоса. Если насос заблокирован с другими насосами, необходимо перед пуском отключить блокировку.

Все питательные насосы снабжаются рядом защит: от понижения давления питательной воды в линии нагнетания до обратного клапана и масла перед подшипниками; от недопустимо большого осевого смещения ротора; от уменьшения расхода воды через насос. Эти защиты позволяют предупредить повреждение самого насоса и избежать развития аварии и повреждения другого оборудования. Правила технической эксплуатации запрещают пуск питательного насоса, если неисправна хотя бы одна из защит или какое-либо средство дистанционного управления, которым обслуживающий персонал пользуется в том случае, когда не срабатывает защита.

После пуска насоса до подключения его к магистрали питательной воды (при работе на рециркуляцию) необходимо контролировать температуру воды перед насосом и после него, осевое положение ротора, уровень вибрации. При нормальной работе насос подключают к магистрали питательной воды.

Режим пуска питательного турбонасоса имеет особенности, связанные с подготовкой и пуском паровой турбины. На каждой электростанции имеются резервные питательные турбонасосы, которые запускаются автоматически при уменьшении давления питательной воды. Так как при возникновении аварийной ситуации резервный питательный турбонасос должен быть немедленно запущен в работу, он постоянно находится в готовности к пуску. Задвижки на напорных и всасывающих трубопроводах резервных питательных насосов должны быть открыты; к сто-

порному клапану приводной турбины должен быть подведен пар; паропровод, арматура и турбина должны быть прогреты, а через дренажи удален весь конденсат. При соблюдении этих условий быстрый пуск не вызовет повреждения турбины.

При пуске резервный питательный насос начинает медленно набирать обороты и постепенно растет давление в линии нагнетания до обратного клапана. Когда давление, развиваемое насосом, становится больше давления в магистрали питательной воды, начинается подача воды в котел резервным насосом. Резервные насосы опробуют не реже одного раза в месяц. Это необходимо для проверки всей системы автоматического ввода резерва, так как автоматические устройства, бездействовавшие длительное время, могут отказаться. При этом резервный насос нагружают до полной производительности и некоторое время он находится в пробной эксплуатации, а основной питательный насос останавливают.

Турбина питательного насоса, как и главная турбина энергоблока, снабжена защитами. Для надежной защиты турбины питательного насоса от разгона в соответствии с Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей не реже одного раза в полгода, а также после ремонта или простоя более одного месяца проводят испытания ее автомата безопасности. При обслуживании питательного насоса наблюдают показания контрольных приборов, следят за нормальной работой его электро- и турбопривода, а также систем смазывания и охлаждения.

§ 52. Останов турбин

Останов турбины начинают с ее разгрузки, т. е. снижения вырабатываемой мощности. Для этого уменьшают расход пара, что приводит к снижению его температуры и давления в проточной части турбины. Изменение температуры пара соответственно вызывает изменение температуры корпуса и ротора турбины. Так же как при пуске, их температура изменяется по-разному: ротор остывает быстрее и укорачивается больше, чем корпус. Ротор остывает быстрее не только из-за уменьшения температуры пара в проточной части турбины. В мощных турбинах значительная часть роторов (до половины длины) занята концевыми уплотнениями. При снижении нагрузки потоки пара перераспределяются и концевое уплотнение начинает омыться более холодным паром и быстро остывает. Значительное уменьшение длины ротора при разгрузке турбины может привести к задеваниям в его осевых уплотнениях и даже выходу турбины из строя. Поэтому при останове турбины скорость разгрузки должна быть такой, чтобы изменения длины ротора не достигали опасных значений. Если необходимо, регулируют температуру пара, подаваемого на уплотнения.

Порядок выполнения операций при останове турбины зависит от состояния, в котором она должна быть после останова. Турбина может быть выведена либо в горячий резерв для последующего пуска после останова на ночь, через одни или двое суток, либо остановлена с расхолаживанием для последующего ремонта.

При выводе в горячий резерв уменьшают расход пара, прикрывая регулирующие клапаны, и в процессе снижения нагрузки следят за перемещением ротора, температурой пара, в том числе и подаваемого на уплотнения. Резкое снижение нагрузки перед остановом и работа при низких нагрузках приводят к глубокому охлаждению ЦВД, что затрудняет последующий пуск после кратковременного простоя. Поэтому турбину плавно разгружают до 40—50% номинальной нагрузки, а затем, нажав кнопку «Останов», полностью прекращают подачу пара.

Если все регулирующие клапаны закрылись, то расход пара в турбину равен нулю и ваттметр показывает отрицательную мощность, потребляемую из сети генератором, вращающим вхолостую ротор турбины, отключают от сети генератор. Если подача пара в турбину после закрытия клапанов не прекращается, то генератор можно отключить от сети только после закрытия главной паровой задвижки.

Остановить турбину можно также снижая давление, т. е. на скользящем режиме (если позволяет котел). В этом случае температура пара в проточной части ЦВД изменяется значительно меньше, чем при сохранении номинального давления и соответственно меньше относительные изменения длины роторов. Кроме того, облегчается последующий пуск более горячей, чем в предыдущем случае, турбины.

При останове турбины с расхолаживанием необходимо выполнить специальные операции для принудительного охлаждения ротора и корпуса турбины паром, так как естественным путем турбина остывает долго: мощная — около недели (до температуры ниже 200°C). Для охлаждения турбины паром его температуру при разгрузке постепенно снижают. Одновременно, чтобы избежать образования влаги в турбине, уменьшают давление пара.

При расхолаживании турбины очень важно следить за укорачиванием роторов. Для предупреждения осевых задеваний включают систему обогрева фланцев, подают в нее пар и при расхолаживании турбины снижают его температуру. Таким образом система обогрева превращается в систему охлаждения.

После прекращения подачи пара в турбину через каждые 2—3 мин измеряют частоту вращения ротора. График зависимости частоты вращения ротора от времени, называемый *выбегом*, строят по результатам измерений после каждого останова турбины. Вначале частота вращения ротора уменьшается очень интенсивно в результате его трения о пар в проточной части.

Затем эти силы трения уменьшаются и определяющими становятся силы трения шеек ротора о масло в подшипниках. В конце выбега ротора масляный клин между ротором и вкладышем подшипника исчезает, возникает полусухое трение шеек ротора о баббитовую заливку подшипников, а затем ротор останавливается. Время полного выбега ротора мощной турбины обычно составляет от 20 до 40 мин.

В мощных турбинах при выбега роторов наблюдается их относительное удлинение на 3—4 мм (особенно роторов турбин низкого давления) из-за уменьшения сил, возникающих при снижении частоты вращения.

После 200—300 ч работы новой турбины строят нормативную кривую выбега ротора, с которой сравнивают все последующие кривые выбега. Увеличение или уменьшение времени выбега ротора свидетельствует о неполадках в турбине: протечках пара через клапаны, задеваниях и др.

Контрольные вопросы

1. В каком состоянии может находиться оборудование энергоблока перед пуском?
2. Каковы особенности пуска турбины из различных состояний?
3. Какие факторы влияют на скорость прогрева элементов турбины?
4. Каковы особенности прогрева стопорных и регулирующих клапанов?
5. Какие меры предпринимают для уменьшения температурных напряжений во фланцах турбины?
6. Каковы особенности прогрева турбины при увеличении ее нагрузки и частоты вращения ротора?
7. Каковы причины заноса солями проточной части турбин?
8. Как оценивают вибрационное состояние турбин?
9. Как контролируют работу системы маслоснабжения?
10. Какие меры предпринимают для обеспечения надежной работы систем автоматического регулирования и защиты турбин?
11. Какое давление необходимо поддерживать в конденсаторе?
12. Каковы особенности обслуживания вспомогательного оборудования?
13. Какие операции выполняют при подготовке к пуску и пуске литейного насоса?
14. Каков порядок выполнения операций при останове турбины?
15. Что такое выбег ротора, как и зачем его измеряют?

Глава двенадцатая

АВАРИИ И НЕПОЛАДКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

§ 53. Причины аварий и неполадок паровых турбин

Аварии и неполадки в работе паровых турбин могут происходить в результате аварий и неполадок оборудования электростанции, неисправностей самих турбин, а также нарушения режимов их эксплуатации.

Аварии и неполадки в работе какого-либо оборудования тепловой электрической станции, сказываясь в той или иной степени на работе паровой турбины, могут вызвать аварии и неполадки в ней. Так, при неисправности системы автоматического регулирования уровня конденсата в подогревателях или повреждении их трубок в турбину может попасть вода. Вода может попасть в турбину и при плохой работе котла на пусковых режимах, резко увеличении нагрузки, а также из паропроводов, если они недостаточно прогреты, плохо работают дренажи или в нижней части паропровода из-за неправильного монтажа имеется участок, не снабженный дренажем. Попадание воды в горячую турбину может вызвать тяжелую аварию, так как начинает коробиться корпус из-за неравномерного охлаждения и возникновения больших температурных напряжений в его стенках, резко возрастает нагрузка на упорный подшипник, в результате чего перегреваются и могут подплавиться его колодки.

Судят о попадании воды по ряду признаков: резко снижается температура пара перед турбиной и металла той части корпуса, куда этот пар поступает; слышны гидравлические удары в паропроводах перегретого пара или промежуточного перегрева; слышны металлический шум и удары внутри корпуса турбины вследствие задеваний; увеличивается осевой сдвиг ротора и повышается температура колодок упорного подшипника; из концевых уплотнений и фланцевых соединений турбины, стопорного и регулирующего клапанов появляется белый пар. При появлении любого из этих признаков турбину аварийно отключают, воздействуя на автомат безопасности. Повторно пустить турбину можно только после специальных проверок.

Примером аварийной ситуации, которая может сложиться независимо от действий обслуживающего персонала, является полный не запланированный сброс электрической нагрузки, который может произойти с автоматическим отключением или без отключения генератора от сети. В зависимости от качества работы системы регулирования и признаков режима сброса нагрузки действия персонала при отключении генератора от сети различны.

При сбросе нагрузки с отключением генератора от сети возможны два варианта.

1. Система регулирования удерживает турбину на необходимой частоте вращения без срабатывания автомата безопасности; ваттметр, измеряющий мощность генератора, показывает нуль; частота вращения турбоагрегата повышена, но не превышает более, чем на 8—12% номинальную и остается постоянной; регулирующие клапаны закрыты.

В этом случае немедленно с помощью синхронизатора уменьшают частоту вращения до минимальной, проверяют работу турбины и убеждаются, что ее вибрация, а также давление и температуры пара и колодок упорного подшипника нормальные, а

осевой сдвиг не превышает заданного. При отсутствии ненормальностей в работе турбоагрегата на щит управления подают команды «Внимание» и «Готово». Устранив неполадки в электрической части, синхронизируют и включают генератор в сеть.

2. Система регулирования не удерживает турбоагрегат от чрезмерного увеличения частоты вращения, поэтому срабатывает автомат безопасности; ваттметр показывает нуль; частота вращения ротора повышена, но постепенно уменьшается, закрыты не только регулирующие, но и стопорные клапаны.

В этом случае прежде всего убеждаются, что регулирующие и стопорные клапаны полностью закрыты, частота вращения не увеличивается, а давление масла, поступающего к подшипникам, нормальное. Затем выводят синхронизатор в сторону «понижения» до упора и загорания сигнальной лампы. Когда частота вращения уменьшается до уровня, оговоренного инструкцией по эксплуатации (примерно 2600 об/мин), включают пусковой масляный насос. При падении давления масла до указанного в инструкции уровня включается резервный маслонасос.

После этого, как и в первом случае, проверяют работу турбины и, если ненормальностей в ее работе нет, готовят к работе стопорный клапан и с помощью синхронизатора медленно открывают его и регулирующий клапан. Когда частота вращения становится нормальной, останавливают пусковой и резервный масляные насосы и, устранив неполадки в электрической части, синхронизируют и включают генератор в сеть. При первой же возможности систему регулирования этой турбины проверяют и испытывают на сброс нагрузки.

При сбросе нагрузки без отключения от сети генератора он работает в моторном режиме, т. е. вращается, потребляя энергию из сети. В этом случае пар в турбину не поступает, так как закрыты стопорные и регулирующие клапаны; ваттметр показывает «отрицательную» мощность (стрелка за нулем), т. е. через генератор проходит электрический ток, который контролируют по показанию амперметра; частота вращения ротора по сравнению с номинальной не изменяется и остается постоянной; реле обратной мощности показывает, что генератор потребляет мощность от сети.

Такой режим работы генератора может наступить по нескольким причинам: обслуживающий персонал щита управления отключил турбину; сработала одна из ее защит (например, от осевого сдвига ротора); самопроизвольно сработали автомат безопасности, система защиты турбины; закрылись стопорный или регулирующие клапаны, главная паровая задвижка на паропроводе свежего пара. Причинами этого могут быть также неисправности элементов управления стопорным и регуливающими клапанами и главной паровой задвижкой или обрыв их штоков. Так, регулирующие клапаны могут самопроизвольно закрыться при разрушении связи их штоков с сервомотором.

Работа турбоагрегата в моторном режиме допустима не более 4 мин, так как при этом быстро разогреваются лопатки турбины и ухудшаются прочностные свойства металла. Более длительная работа турбины в моторном режиме может привести к повреждению рабочих лопаток, в первую очередь лопаток последних ступеней, имеющих большую длину и нагруженных большими силами, возникающими при вращении ротора. Поэтому в течение 4 мин необходимо выяснить причину сброса нагрузки и принять решение о дальнейших действиях.

При быстром устранении причины сброса нагрузки синхронизатор переводят в нулевое положение, открывают стопорный клапан и в случае нормальной работы турбины на щит управления подают сигналы «Внимание», «Готово» и «Прибавка», т. е. турбину можно нагружать. Если причину сброса нагрузки быстро устранить нельзя, турбину останавливают для ликвидации неполадок.

Прежде всего до отключения генератора от сети убеждаются, что турбина действительно работает в моторном режиме, так как ее ротор даже при закрытых регулирующих и стопорных клапанах может вращаться вследствие протечек пара через неплотности в клапанах и задвижках паропроводов. Если генератор при этом отключить, ротор турбины пойдет вразнос. Поэтому предварительно с помощью реле обратной мощности устанавливают, что генератор потребляет энергию из сети, т. е. турбина работает в моторном режиме.

Затем отключают генератор от сети и останавливают турбину для устранения неисправностей. Если турбина до сброса нагрузки работала с регулируемыми отборами пара, они также должны быть отключены.

Приведенные примеры показывают, насколько сложны ситуации, в которые попадает обслуживающий персонал в случае возникновения аварии. Обслуживающий персонал должен уметь быстро сопоставлять многие внешние признаки, показания приборов и в зависимости от их сочетания предпринимать необходимые действия.

Не менее сложными оказываются ситуации, когда пропадает питание электропривода собственных нужд или выходят из строя отдельные агрегаты (например, деаэраторы).

Обычно дефекты оборудования паротурбинной установки, допущенные при ее конструировании и изготовлении, устраняют при отработке первого промышленного образца и они редко проявляются после длительной эксплуатации.

Причинами аварий и неполадок в работе турбин часто являются различные ошибки, допущенные при их сборке и монтаже. Сборку и монтаж следует выполнять особенно тщательно, так как перекосы и неточности при установке отдельных деталей приводят к трудноустраняемым последствиям (например, установка упорного подшипника с перекосом вызывает преждевременный

износ упорных колодок, замена которых возможна только после останова и разборки турбины).

После ремонта и монтажа в трубопроводах могут остаться сварочный грат, грязь, отрезки электродов, посторонние предметы. Поэтому перед пуском турбины паропроводы тщательно продувают паром, но так как гарантии, что все эти предметы будут удалены, нет, необходим тщательный контроль. Попадание посторонних предметов в проточную часть турбины приводит к поломке рабочих и сопловых лопаток, а следовательно, к повреждению статора и ротора. Посторонние предметы, попавшие на седла регулирующих или стопорных клапанов, не позволяют им полностью закрыться и своевременно прекратить доступ пара в турбину.

Недопустимы также повреждения деталей при сборке и монтаже. Так, стропы, наложенные на шейки подшипников ротора, повреждают их поверхность, что ведет к усиленному износу вкладышей. Недостаточная затяжка шпилек горизонтального разъема турбины может служить причиной пропаривания или дополнительного присоса воздуха через горизонтальный разъем. Возможны дефекты оборудования, возникающие в результате недобросовестного ремонта и монтажа. Конечно, не все они приводят к аварии, но некоторые вызывают неполадки, снижающие экономичность турбины.

Дефекты оборудования могут также возникать вследствие нарушения Правил технической эксплуатации, несоблюдения инструкций и установленных режимов работы оборудования. Нарушения режимов эксплуатации энергетических установок могут привести к тяжелым последствиям. Например, ускорение режимов пуска и останова вызывает появление и быстрый рост трещин в корпусах турбин, стопорных и регулирующих клапанах, паропроводах. Применение масла, температура которого выше допустимой, ведет к подплавлению подшипников, а эксплуатация турбины с ухудшенным вакуумом — к быстрой поломке рабочих лопаток последней ступени.

§ 54. Аварии и неполадки элементов проточной части, ротора и уплотнений

Рабочие и сопловые лопатки, диски, уплотнения, диафрагмы, обоймы и внутренняя поверхность корпуса турбин постоянно омываются потоком пара, имеющим высокие скорости и температуры. Кроме того, рабочие лопатки и диски воспринимают значительные усилия, возникающие при вращении ротора.

Так как в наиболее тяжелых условиях находятся рабочие лопатки турбин, при эксплуатации наблюдается несколько видов их поломок: отрыв, коррозионный и эрозионный износ, механические повреждения.

Отрыв рабочих лопаток может произойти вследствие однократного силового воздействия или постепенного накопления повреждений. Неповрежденная лопатка может оторваться, если частота вращения ротора стала больше допустимой. Рабочие лопатки проточной части высокого и среднего давления при отрыве не пробивают корпуса турбины, а остаются внутри и могут привести к повреждениям. Тяжелые лопатки части низкого давления при отрыве могут пробить корпус турбины и крышу электростанции.

Влага, попавшая в проточную часть, также может привести к разрушению рабочих лопаток. В этом случае многократно возрастают усилия, изгибающие лопатку, так как резко увеличивается плотность среды, протекающей через проточную часть. Возможны случаи отрыва рабочих лопаток из-за дефектов изготовления (низкое качество металла, трещины). Однако они крайне редки.

Отрыв рабочих лопаток может произойти и в том случае, когда частота вращения ротора равна номинальной или меньше ее. При этом на рабочие лопатки воздействуют не только большие центробежные силы, потоки пара, имеющего высокие скорость и температуру, но и переменные нагрузки. Наиболее часто наблюдается усталостное разрушение лопаток турбин, бандажей, бандажной проволоки.

На каждую рабочую лопатку воздействуют периодические возмущающие силы в кромочных следах за сопловыми лопатками, вследствие различных проходных сечений каналов сопловой решетки, на стыках диафрагм, в местах отборов пара и т. д. Усталостные разрушения возникают вследствие того, что собственная частота колебаний лопатки совпадает с частотой возмущающей силы, т. е. лопатка попадает в резонанс. Такие разрушения чаще происходят в регулирующих ступенях, вблизи мест расположения отборов и в последних ступенях турбин. В регулирующих ступенях рабочие лопатки почти всегда работают в условиях резонанса. Особенно большие нагрузки они испытывают при одном открытом регулирующем клапане. При этом неравномерность потока пара перед рабочими лопатками наибольшая, так как пар проходит только через одну группу сопл.

Особенно легко повреждаются рабочие лопатки при пуске и останове турбины. Так как частота возмущающей силы пропорциональна частоте вращения ротора, при его разгоне или останове на определенных частотах рабочие лопатки попадают в резонанс. При длительной работе в таком режиме они могут разрушиться вследствие усталости материала. Поэтому частоты вращения ротора, на которых рабочие лопатки попадают в резонанс, следует проходить быстро. Даже при небольшом снижении номинальной частоты вращения лопатки последних ступеней могут попасть в резонанс и разрушиться через короткое время. Частота вращения ротора турбины зависит от частоты электри-

ческого тока в сети, в которую включен генератор, следовательно, работа генератора при пониженной частоте недопустима.

При усталостном разрушении происходит отрыв части или всей лопатки, части бандажной проволоки. Отрыв одной рабочей лопатки обычно приводит к поломке всех других данной ступени, а также к повреждению сопловых лопаток соседней ступени.

Повреждение рабочих лопаток не всегда сопровождается их поломкой. Последние ступени мощных турбин, работающие на влажном паре, подвергаются интенсивной эрозии. Прежде всего разрушаются вершины рабочих и сопловых лопаток, где велики содержание влаги в потоке пара и его скорость. Как правило, рабочие лопатки подвергаются эрозии со стороны входной кромки, а сопловые — со стороны выходной. Лопатки, поврежденные эрозией, легко обнаруживают при очередном ремонте и заменяют.

Ступени турбин, находящихся в зоне перехода от перегретого к влажному пару, при длительной работе корродируют, и на поверхности лопаток появляются язвы или трещины. Трещины коррозионного происхождения могут появляться и на дисках. Кроме того, коррозия наблюдается при длительных простоях турбин (стояночная коррозия). Повреждения, возникающие вследствие коррозии, уменьшают прочность лопаток и дисков.

При эксплуатации турбин бывают случаи повреждения лопаток посторонними предметами, попавшими в проточную часть. Кроме того, рабочие лопатки первых ступеней турбин покрываются окалиной и остающимся после ремонта или монтажа мелким сварочным гратом. В результате их поверхности становятся шероховатыми, на входных кромках появляются вмятины и загибы. В зависимости от состояния поверхности и наличия трещин такие лопатки при ремонте заменяют. Выходные кромки лопаток имеют малую толщину и легко повреждаются. При больших загибах выходных кромок многих рабочих лопаток (закатке) уменьшается проходное сечение для пара, растет его давление перед рабочими лопатками и увеличивается осевое усилие, действующее на ротор, что может привести к повреждению упорных подшипников.

Диафрагмы турбин повреждаются меньше, чем рабочие лопатки. Разрушение диафрагм возможно лишь при сильном гидравлическом ударе или массовом отрыве рабочих лопаток. Типичным признаком неполадок в работе диафрагм является пропаривание в их горизонтальном разьеме. В увеличенный зазор между верхней и нижней половинами диафрагм начинает поступать значительное количество пара. Для диафрагм эти протечки неопасны, однако в рабочих лопатках данной ступени возникают дополнительные напряжения, связанные с увеличением неравномерности потока пара по окружности. Увеличива-

ются зазоры между верхом и низом диафрагм из-за неправильной сборки или размыва поверхностей их горизонтального разъема влажным паром.

При длительной работе под действием гидравлического удара или из-за ползучести металла диафрагмы могут прогибаться по ходу пара. Если прогиб очень велик, они начинают задевать о вращающийся ротор. В этом случае требуется ремонт турбины с заменой диафрагм. Диафрагмы могут также прогибаться навстречу потоку пара. Это происходит, если при сборке допущена ошибка, диафрагма плотно зажата в корпусе и не может свободно расширяться при нагреве (или росте нагрузки).

При эксплуатации турбин опасны также повреждения их роторов, дисков и корпусов. Внезапным хрупким разрушениям роторов предшествует появление трещин, возникающих из-за плохого качества металла, значительных динамических напряжений вследствие вибрации или большой разбалансировки. На внутренней поверхности расточки ротора трещины появляются вследствие ползучести и истощения длительной прочности металла или температурных напряжений, возникающих при пусках.

Нарушения режимов пуска могут привести также к быстрому появлению трещин на наружной поверхности ротора, прежде всего в тепловых канавках между сегментами уплотнений. Если пуск проводят слишком быстро, не давая ротору прогреться, на его наружной поверхности возникают большие температурные напряжения, которые при повторении таких режимов приводят к появлению трещин вследствие малоциклового усталости металла.

Прогрев ротора следует выполнять особенно внимательно, так как каждый материал имеет критическую температуру хрупкости, которая для хромомолибденованадиевых сталей, из которых изготавливают роторы, лежит в диапазоне 80—100°C. Если температура металла меньше указанной, он разрушается хрупко: при более высокой температуре разрушение сопровождается большой пластической деформацией. Чтобы избежать хрупкого разрушения, при пусках турбины из холодного состояния ротор прогревают на малых частотах вращения, когда напряжения в нем незначительны.

Кроме того, трещины на наружной поверхности ротора появляются вследствие обычной усталости металла. Ротор, как и рабочие лопатки, имеет собственные частоты колебаний. При определенных частотах вращения, соответствующих собственным частотам, амплитуда колебаний ротора начинает расти и он попадает в резонанс; при этом резко увеличивается вибрация. В длинных роторах современных турбин при вращении возникает большое количество собственных частот, которые приводят к появлению больших напряжений. В отдельных частях составного ротора — роторах генератора, ЧНД, ЧСД, ЧВД — наибольшие амплитуды колебаний наблюдаются при разных частотах

их вращения. Эти частоты вращения, называемые *критическими*, при пуске турбины нужно проходить как можно быстрее.

Довольно частой неполадкой является прогиб роторов. Упругий прогиб появляется при неравномерном прогреве ротора и вызывает повышенную вибрацию турбины. Обычно тщательный прогрев ротора, вращаемого валоповоротным устройством, позволяет ликвидировать такой прогиб. Однако при попадании в турбину воды или холодного пара, при задеваниях вращающегося ротора, могут образовываться столь большие температурные напряжения, что возникает остаточный прогиб, который не исчезает даже при полном прогреве (погиб). В этом случае требуется ремонт ротора в заводских условиях.

Тяжелой аварией является разрушение дисков турбины, причины которого, как и при разрушении лопаток и роторов, — резонансные колебания, появление коррозионных трещин, большие температурные напряжения при пусках, превышение допустимой частоты вращения.

Все элементы ротора — рабочие лопатки, бандажи, бандажная проволока, хвостовики лопаток, диски, обоймы уплотнений, а также вал — при очередных ремонтах турбины тщательно осматривают, а затем подвергают ультразвуковому контролю, что позволяет обнаружить трещины, не видимые глазом.

Причиной появления неполадок или даже аварий турбин могут быть повреждения их корпусов. Наиболее часто встречается нарушение герметичности горизонтального разъема турбины из-за коробления ее корпуса вследствие ошибок эксплуатации. Попадание воды и холодного пара в турбину, а также чрезмерно быстрые пуски приводят к неравномерному прогреву корпуса и его короблению. Постоянная утечка пара через неплотный горизонтальный разъем уменьшает экономичность турбин. Частые быстрые пуски могут привести к появлению трещин на внутренней поверхности корпуса вследствие малоциклового усталости. Обычно трещины возникают в тех местах толстых корпусов, где температура пара наиболее высока и существенно изменяется при переходных режимах (например, в зоне регулирующей ступени). Так как эти трещины могут быть длиной более метра, то при длительной эксплуатации турбины без осмотров возможно разрушение ее корпуса.

Осмотр поверхности корпуса при остановках турбины на ремонт является обязательной операцией. В местах обнаруженных трещин металл удаляют (выбирают) так, чтобы образовалась выемка со скругленными линиями переходов. Выемки глубиной более 10—20 мм заваривают специальными электродами, что позволяет восстановить прочность корпуса в поврежденной зоне.

§ 55. Вибрация паровых турбин и ее последствия

Турбина представляет собой сложную конструкцию: ее корпус опирается на корпуса подшипников, установленные на верхней фундаментной плите, которая, в свою очередь, опирается на колонны фундамента, основанием которых служит нижняя фундаментная плита. Основным источником возмущающих сил, вызывающих вибрацию турбин, является ротор. Возмущающие силы, частота которых совпадает с частотой вращения ротора, возникают вследствие его неуравновешенности или прогиба, а также расцентровки муфт. Неуравновешенность ротора может появляться из-за ошибок, допущенных при его изготовлении, сборке, монтаже или в процессе эксплуатации. При неуравновешенности ротора его центр тяжести смещен относительно оси вращения, что и приводит к появлению возмущающих сил. Перед установкой в турбину ротор обязательно балансируют, устраняя небаланс, возникший при его изготовлении или сборке. Для этого на диски первой и последней ступеней устанавливают специальные пазы балансировочные грузы, массу и место расположения которых выбирают так, чтобы устранить первоначальный небаланс.

Расцентровка муфт обычно появляется при монтаже. Если монтаж проведен недостаточно тщательно, полумуфты могут быть смещены или перекошены относительно друг друга. В этом случае даже плотная их затяжка не может устранить вибрацию.

Вибрация, возникающая вследствие небаланса ротора или расцентровки муфт, имеет характерную особенность: с увеличением частоты вращения ротора амплитуда колебаний монотонно растет.

Кроме того, вибрация возникает при пуске или останове турбин на определенных частотах вращения. При воздействии на ротор периодической силы, изменяющейся с частотой, равной одной из частот его собственных колебаний, ротор попадает в резонанс. При этом отклонения ротора от положения равновесия наибольшие и вибрация турбины резко увеличивается. Когда ротор разгоняется до рабочей частоты вращения, он может один или несколько раз попадать в резонанс с различными амплитудами колебаний. Частоты вращения, при которых ротор попадает в резонанс, являются опасными для работы турбины. Для предотвращения повышенной вибрации период работы на этих частотах должен быть возможно короче. Инструкцией по эксплуатации оговариваются резонансные частоты вращения турбин. Частота собственных колебаний ротора зависит от его размеров и массы, а резонансная частота — от жесткости подшипников, корпуса турбины и фундамента. Вибрация, связанная с резонансом ротора, характеризуется тем, что с повышением частоты вращения амплитуда колебаний резко увеличивается, а

затем быстро уменьшается. При дальнейшем росте частоты вращения вибрация исчезает.

Кроме вибрации, при которой частота колебаний равна частоте вращения ротора, может возникать вибрация пониженной частоты (примерно равной половине частоты вращения), называемая *низкочастотной*. Низкочастотную вибрацию вызывают автоколебания ротора под действием сил, возникающих в масляной пленке подшипников, венце рабочих лопаток или уплотнениях. Такая вибрация появляется при некоторой мощности турбины, называемой *пороговой*. Для снижения амплитуды колебаний необходимо значительно снизить мощность турбины. Устраняют низкочастотную вибрацию, применяя подшипники, концевые, диафрагменные и надбандажные уплотнения специальных конструкций.

При эксплуатации турбины могут создаться условия, при которых вибрация резко увеличивается. Наиболее распространенной причиной этого является тепловой прогиб ротора. При неравномерном остывании или прогреве ротор искривляется и начинает вибрировать. Неравномерный прогрев возникает при подаче пара в уплотнения при невращающемся роторе или одностороннем задевании его поверхности об уплотнения при прохождении критических частот вращения. Такая вибрация появляется вследствие ошибок персонала, нарушающего график пуска. При вибрации вследствие теплового прогиба ротора уменьшают частоту вращения и прогревают ротор, а затем вновь увеличивают частоту вращения. Если вибрация не появляется, продолжают пуск турбины в соответствии с графиком.

При эксплуатации турбины разбалансировка ротора может увеличиваться при остаточном прогибе его оси из-за задеваний в концевых и диафрагменных уплотнениях, смещения обмотки ротора генератора в пазах или лобовых частях, замыкании ее витков (на землю или между собой), а также загрязнении точной части турбины отложениями солей и вылете рабочих лопаток. Вибрация повышается также, если коробятся цилиндры турбины вследствие неравномерного нагрева или заеданий между корпусами подшипников и фундаментными плитами, препятствующими их свободному перемещению при прогреве и остывании турбины.

Повышенная вибрация может быть причиной оседания фундамента, нарушения установки подшипников, разрушения ротора, паропроводов, маслопроводов, водоводов, трубок конденсатора и т. д. Полностью избавиться от вибрации невозможно, однако ее амплитуда не должна превышать строго ограниченных значений.

Измеряют амплитуду вибрации каждого подшипника в двух направлениях — вертикальном и горизонтальном — специальными датчиками. Двойная амплитуда вибрации турбин, работающих с частотой вращения ротора 50 1/с, не должна превышать

30 мкм. Контролируют вибрацию при пусках турбины после монтажа или ремонта, а также регулярно в процессе эксплуатации. Амплитуда и частота вибрации записываются регистрирующими приборами и контролируются обслуживающим персоналом несколько раз в смену.

Как уже отмечалось, вибрация может возникать и на частотах, отличающихся от рабочей частоты вращения ротора. При прохождении зоны резонансных колебаний ротора (на критических частотах вращения) вибрация подшипников не должна превышать 50 мкм, а низкочастотная — 15 мкм. Если при первом пуске турбины вибрация не соответствует установленным Правилами технической эксплуатации пределам, монтажная организация или завод-изготовитель проводят работы, снижающие ее уровень.

§ 56. Нарушения нормальной работы подшипников и системы маслоснабжения

Последствиями основной неисправности опорных и упорных подшипников турбин — подплавления баббитовой заливки — являются уменьшение минимального осевого зазора между статором и ротором (при подплавлении баббита упорного подшипника) и уменьшение минимального радиального зазора (при подплавлении баббита опорного подшипника). В том и другом случаях ротор начинает задевать за статор и возможно повреждение ротора. Как правило, повреждение подшипников не наступает мгновенно, о нем можно судить заранее по увеличению температуры масла на сливе из них.

В современных турбинах непосредственно в баббит подшипников устанавливают термодатчики, с помощью которых измеряют его температуру. Перегрев и подплавление колодок подшипников могут произойти также при снижении давления масла в системе. Обычно устанавливают три контрольных уровня давления. При снижении давления масла до первого и второго уровней включаются соответственно резервный и аварийный маслоснасосы; при третьем контрольном уровне срабатывает электромагнитный выключатель, подающий сигнал на закрытие всех клапанов турбины.

При плохом качестве заливки баббит может отслаиваться от вкладышей, особенно в условиях повышенной вибрации. Если турбина не снабжена реле осевого сдвига, осевой зазор контролируют по шаблону на корпусе переднего подшипника и при увеличении его на 0,15—0,20 мм турбину отключают.

Прекращение подачи масла к подшипникам приводит к выплавлению баббитовой заливки колодок, заеданию ротора о корпус турбины и, как правило, сопровождается повреждением проточной части. Чтобы избежать неожиданного прекращения подачи масла, перед каждым пуском турбины и не реже двух

раз в месяц при ее работе опробуют резервные и аварийные маслоснасосы.

При недопустимом отклонении давления, температуры и уровня масла в баке машинист турбины действует в порядке, предусмотренном противоаварийной инструкцией.

§ 57. Неполадки и повреждения систем парораспределения, регулирования и защиты

Примерно треть остановов турбин происходит из-за неполадок в системах парораспределения, регулирования и защиты.

Наиболее часто остановки турбин вызывают обрывы штоков и зависания клапанов, выпрессовка их седел. Причина обрыва штоков — их усталостное разрушение под действием переменных сил, возникающих при пульсации давления пара и его обтекании головок клапанов. Зависание клапанов возможно при изгибе их штоков и отложений на них солей. При этом шток не может свободно перемещаться вдоль втулки. Особенно опасно зависание регулирующего или стопорного клапана, так как, находясь в таком состоянии, он не может перекрыть доступ пара в турбину, даже если ее система регулирования и защиты подала импульс на закрытие.

Седла клапанов запрессованы в корпус с натягом, однако при быстрых пусках в них могут возникать большие температурные напряжения, ослабляющие запрессовку. Этому способствует также постоянная вибрация турбоагрегата. Как и при зависании клапанов, в случае выпрессовки седел пар продолжает поступать в турбину, даже если клапан закрыт.

При эксплуатации стопорных и регулирующих клапанов в их корпусах могут из-за больших температурных напряжений, возникающих при пусках, появляться трещины. В местах концентрации напряжений происходит пластическая деформация металла и после определенного числа пусков в этом месте в результате малоциклового усталости металла появляется и растет трещина. Появлению трещин способствуют также ползучесть металла и наличие дефектов в отливке, из которой изготовлен корпус клапана. Кроме того, наблюдались случаи разрушения экранов, предохраняющих от переохлаждения дросселированным паром внутреннюю поверхность переходных патрубков, соединяющих регулирующие клапаны с турбиной.

Усилия от сервомоторов к регулирующим клапанам передаются через передаточный механизм. При неравномерном прогреве частей передаточного механизма возникает коробление и возможно заедание подшипников, в которых поворачиваются его рычаги и валы. Заедание, а иногда и заклинивание этих подшипников приводит к тому, что усилие от главного сервомотора к регулируемым клапанам передается с запозданием или совсем не передается. При запаздывании управления регулирующими

клапанами мощность турбины поддерживать постоянной невозможно и она колеблется около заданного уровня (качание нагрузки).

Заклинивание передаточного механизма вообще не позволяет изменять мощность турбины, так как регулирующие клапаны не перемещаются. Кроме того, заедание или заклинивание передаточного механизма может привести к разрушению его элементов или элементов главного сервомотора.

Неполадки в работе турбин вызывает также загрязнение масла или конденсата, которые используются в качестве рабочей жидкости в системе регулирования. Посторонние частицы затрудняют передвижение золотников, что приводит к качанию нагрузки турбины или даже закрытию стопорного и регулирующих клапанов.

§ 58. Сбросы нагрузки

Мгновенное уменьшение мощности турбины называют *сбросом нагрузки*. При полном сбросе нагрузки мощность, вырабатываемая турбиной, уменьшается до нуля. Сбросы нагрузки могут быть запланированы заранее или возникать аварийно.

Запланированный сброс нагрузки проводится персоналом электростанции для проверки работы системы регулирования турбины (при сдаче турбины в эксплуатацию после реконструкции, изменении характеристик системы регулирования в процессе ее эксплуатации или после капитального ремонта). Эксплуатация турбины допускается только с исправной системой регулирования, прошедшей испытания на сброс нагрузки.

Однако при эксплуатации турбин бывают случаи незапланированного полного сброса нагрузки по разным причинам, которые в основном связаны с неполадками в электрической части станции и сети или в теплотехническом оборудовании. Так, к сбросу нагрузки могут привести перегрузка линии электропередачи, короткое замыкание на ней или в оборудовании подстанции, повреждение обмоток генератора или повышающего трансформатора. Неполадки в теплотехническом оборудовании, в первую очередь самой турбины, также могут вызвать необходимость мгновенного сброса нагрузки, например при обрыве рабочих лопаток, сильной вибрации, резком увеличении осевого сдвига, неустранимом ухудшении вакуума.

Для предупреждения аварий обслуживающий персонал должен четко знать порядок действий при сбросе нагрузки в различных условиях, подробно изложенный в инструкциях по эксплуатации. При обслуживании практически всех турбин должны соблюдаться общие требования.

При эксплуатации турбины возникает так же необходимость аварийного сброса нагрузки по инициативе обслуживающего персонала. Причинами этого могут быть увеличение частоты

вращения ротора выше допустимой (не сработал автомат безопасности), гидравлический удар в турбине, резкий осевой сдвиг ротора или его чрезмерное относительное удлинение, появление искр из концевых уплотнений, внезапное понижение уровня масла в маслобаке, возникновение пожара. Для аварийной остановки турбины прекращают подачу пара в нее, нажав на кнопку автомата безопасности.

Персонал может аварийно остановить турбину со срывом или без срыва вакуума в конденсаторе. Для срыва вакуума специальной электрозадвижкой впускают в конденсатор воздух, который попадает в ЧНД, а затем в турбину и тормозит ротор. Срыв вакуума применяют, если необходимо быстро остановить ротор. При этом излишний пар, вырабатываемый котлом, сбрасывают в атмосферу. При аварийной остановке без срыва вакуума этот пар через БРОУ сбрасывают в конденсатор, куда подается охлаждающая вода, и пар конденсируется.

§ 59. Аварии и неполадки конденсаторов

Конденсаторы паровых турбин являются надежными агрегатами, однако и они могут служить причиной возникновения аварий и неполадок. Как и в маслосистеме, в конденсаторе вследствие вибрации возможны поломки примыкающих к нему трубопроводов. Вибрация также часто служит причиной поломки трубок внутри конденсатора. Трубный пучок составлен из тонкостенных трубок большой длины, которые, хотя и опираются на промежуточные перегородки, тем не менее при определенных частотах могут попасть в резонанс и разрушиться от больших динамических напряжений. Неочищенная охлаждающая вода из разрушенной трубки попадает в паровое пространство конденсатора и смешивается с конденсатом. Судят о появлении притока охлаждающей воды по увеличению загрязнения конденсата.

Причиной загрязнения конденсата являются также неплотности, появляющиеся в местах заделки трубок в трубные доски. При эксплуатации конденсатора вследствие неодинаковых температурных расширений его корпуса и трубок, их вибрации вальцовка в местах заделки ослабляется и появляются щели. Охлаждающая вода через эти щели попадает из водяных камер конденсатора в его паровое пространство и загрязняет конденсат.

Неполадки может вызвать и переохлаждение конденсата в конденсаторе. Переохлажденный конденсат насыщается кислородом, который способствует интенсивной коррозии трубопровода, соединяющего конденсатор с деаэратором. Продукты коррозии затем загрязняют трубки котла и проточную часть турбины.

Вследствие ошибок эксплуатации или низкого качества ремонта конденсатор (или его элементы) может деформироваться или даже разрушиться. При неплотной затяжке анкерных свя-

зей возможен прогиб крышек водяных камер конденсатора. Так как площадь их велика, даже при небольшом давлении воды усилия, действующие на крышки, тоже велики. Поэтому повышение давления воды не допускается, и при пуске конденсатора первой открывают задвижку на сливе охлаждающей воды из него, а затем постепенно задвижку на линии, соединяющей конденсатор с циркуляционным насосом. При обратной последовательности открытия задвижек водяные камеры попадают под полное давление, развиваемое циркуляционным насосом.

Обычно конденсатор представляет собой цилиндрическую тонкостенную оболочку, усиленную внутренними перегородками. Так как внутри конденсатора давление значительно меньше атмосферного, его корпус рассчитывают на сжатие давлением окружающего воздуха. На заметное повышение давления внутри конденсатор не рассчитан. Давление в конденсаторе может стать больше атмосферного при прекращении подачи охлаждающей воды, выходе из строя эжектора или резком увеличении присосов воздуха. Для предупреждения повреждений конденсатора в этих случаях на выхлопном патрубке турбины устанавливают предохранительные атмосферные клапаны-диафрагмы, которые открываются при давлении больше атмосферного и соединяют паровое пространство конденсатора с атмосферой.

§ 60. Аварии и неполадки трубопроводов

При пусках турбины паропроводы нагреваются, а при остановках — остывают. Под действием большого давления пара и высокой температуры развивается ползучесть металла и диаметр паропроводов увеличивается. Особенность напряженного состояния паропроводов такова, что вследствие ползучести металла их длина не изменяется, а диаметр увеличивается. При определенной деформации материал паропровода разрушается. Разрушение паропровода перегретого пара — одна из самых тяжелых аварий. Поскольку длина трещины, идущей вдоль паропровода, может быть несколько метров, огромное количество пара устремляется через нее в помещение. Чтобы не допустить таких аварий, размеры паропровода постоянно контролируют. При увеличении диаметра паропровода на 1% его заменяют. Первое измерение проводят до пуска оборудования, а последующие — обычно через 7—8 тыс. ч эксплуатации.

Условия работы паропроводов перегретого пара осложняются еще и тем, что при прогреве и остывании их длина заметно изменяется. Если паропровод при пусках и остановках турбины не может свободно перемещаться, то в нем возникают большие напряжения, а иногда и пластические деформации. После определенного числа пусков — остановов паропровод может разрушиться от многократного повторного пластического деформиро-

вания вследствие многоциклового усталости. Поэтому для предупреждения разрушения паропровод должен иметь возможность свободного перемещения.

Большую опасность представляет собой разрушение паропровода от гидравлического удара из-за внезапного вскипания скопившегося в нем при прогреве конденсата. Поэтому перед пуском турбины в соответствии с инструкцией по обслуживанию оборудования убеждаются в исправности арматуры и воздушников, проверяют состояние опор паропроводов, предохранительные клапаны и запорные органы.

Во время эксплуатации, особенно при пусках и остановках, следят за перемещением контрольных сечений паропроводов по реперам. Кроме того, в паропроводах появляются дополнительные напряжения из-за неравномерности температуры по толщине их стенки, которые при слишком быстром прогреве могут быть велики и привести к разрушению металла от малоциклового усталости. В связи с этим в Правилах технической эксплуатации особо оговаривается, что во время прогрева главных паропроводов, имеющих давление пара 9 МПа и выше, а также паропроводов промежуточного перегрева должны строго соблюдаться установленные скорости изменения температуры металла и контролироваться тепловые расширения.

В значительной степени напряжение стенок паропроводов зависит от состояния теплоизоляции. При отсутствии изоляции на каком-либо участке паропровода в его стенке возникают большие температурные напряжения. Кроме того, неудовлетворительное состояние теплоизоляции резко увеличивает потери теплоты в окружающую среду и создает опасность для обслуживающего персонала, если участки паропроводов, имеющих высокую температуру, оголены. Поэтому эксплуатация паропроводов с нарушенной теплоизоляцией не разрешается. Оголенные участки паропроводов до начала эксплуатации закрывают сухим изоляционным материалом. Исправность изоляции проверяют при периодических осмотрах.

Большую опасность представляют утечки пара через неплотность во фланцевых соединениях или дефекты в сварных — свищи. Вытекающий из паропровода, находящегося под большим давлением, пар высокой температуры практически в месте утечки не виден. Попадание человека в струю такого пара может закончиться не только тяжелыми ожогами, но и привести к более серьезным последствиям.

Чтобы предупредить нарушения плотности фланцевых соединений на паропроводах и арматуре, работающей под давлением 9 МПа и выше, при затяжке шпилек контролируют усилия. При прогреве паропровода шпильки оказываются холоднее фланцев, вследствие чего происходит их самозатяжка и нагружение дополнительными растягивающими силами. Если разница между температурами фланца и шпилек велика, с течением времени

шпильки под действием этих сил рарушаются или ослабляется затяжка фланцевого соединения и появляется свищ. При нарушении целостности прокладок между фланцами также возможно появление свищей. Для уменьшения опасности поражения обслуживающего персонала струей пара из неплотностей фланцевого соединения их закрывают металлической обечайкой. Выявляют свищи при осмотрах паропроводов по характерному шуму (свисту) и появлению облака влажного видимого пара на некотором расстоянии от них.

Большую опасность представляет также повышенная вибрация трубопроводов. Если амплитуда вибрации велика, трубопровод может выйти из строя из-за усталостного разрушения. Частота колебаний трубопроводов зависит от их размеров. Наиболее часто наблюдаются колебания главных и вспомогательных трубопроводов соответственно с частотой 1—2 и 4—5 1/с. Двойная амплитуда колебаний главных трубопроводов не должна превышать 0,5 мм, а вспомогательных — 1 мм. При большей амплитуде колебаний трубопроводы устанавливают на дополнительные опоры или укрепляют.

Чтобы исключить возможность разрушения паропроводов от недопустимого превышения давления, на них устанавливают предохранительные и обратные клапаны, которые периодически проверяют в соответствии с инструкцией.

§ 61. Аварии и неполадки вспомогательного оборудования

Наиболее широко распространенным видом вспомогательного оборудования на тепловых электростанциях являются насосы различного назначения. Питательные насосы подают в котел воду под большим давлением, конденсатные откачивают конденсат из конденсаторов при давлении, близком к нулю, эжекторные отсасывают из конденсаторов паровоздушную смесь, а циркуляционные подают в них при давлении, близком к атмосферному, охлаждающую воду. На тепловых электростанциях используются также насосы, обслуживающие деаэраторы, химводочистку, различного типа подогреватели, системы масло- и топливоподачи, вспомогательные емкости. Наиболее важны питательные, конденсатные, циркуляционные и масляные насосы, аварии которых, как правило, приводят к прекращению подачи перекачиваемой жидкости.

Прекращение подачи насосами питательной или охлаждающей воды, конденсата ведет к немедленному останову электростанции. Характерный аварийный режим, свойственный всем насосам, — срыв их работы. При этом прекращается подача воды в результате заполнения насоса воздухом или паром и насос не может создавать необходимое разрежение на входе или требуемый напор на выходе.

Особого внимания при пусках требуют питательные насосы. Так как перед нагружением турбину некоторое время прогревают, питательный насос должен обеспечивать небольшой расход воды через линию рециркуляции. При этом его КПД мал и все потери превращаются в теплоту, которая идет на нагрев воды.

Срыв работы конденсатных насосов возникает при осушении конденсатосборника. Обычно такая ситуация невозможна, так как при нормальной работе уровень конденсата автоматически поддерживается регулятором уровня. Регулятор уровня управляет подачей конденсата через линию рециркуляции от его напорной линии в сливовое пространство конденсатора. Аварийная ситуация, вызванная срывом работы конденсатного насоса, может возникнуть при неисправности регулятора уровня или пусках турбинной установки, когда он еще не вступил в работу.

При срыве работы конденсатного насоса его останавливают, закрывают напорную задвижку, дожидаются появления воды в конденсатосборнике, а затем запускают насос. Положение напорной задвижки и задвижки на линии рециркуляции регулируют так, чтобы уровень конденсата в конденсатосборнике был постоянным. Эти операции проводят быстро, так как запасы конденсата в баках деаэратора ограничены и после их исчерпания придется останавливать энергоблок.

Срыв работы циркуляционных насосов происходит при слишком низком уровне воды в водоприемнике. При разомкнутой системе водоснабжения понижение уровня воды ведет к останову энергоблока, а при замкнутой возможно пополнение запасов воды из постороннего источника (например, городской водой).

Серьезные последствия может вызвать разрушение обратного клапана на напорной линии питательного насоса. При аварийном останове насоса вода из котла, имеющая большое давление и высокую температуру, попадает в деаэратор. В этом случае необходимо быстро закрыть задвижку на напорной линии.

При эксплуатации насосов необходимо постоянно контролировать осевое положение их ротора. Так как осевые усилия в многоступенчатых насосах очень велики, при недопустимом уменьшении осевого зазора ротор может начать задевать за корпус и разрушиться.

Возможны также аварии при пуске насоса, например из-за гидравлических ударов, которые приводят к повреждению ротора, задвижек или водовода. При неисправном обратном клапане на всасывающей линии насоса запуск его невозможен, так как вода сливается через неплотный обратный клапан в водоприемник и насос его заполнить нельзя. К снижению напора, развиваемого насосом, приводят засорение сеток в водоприемнике, абразивный и кавитационный износ рабочего колеса и его поломка, а также износ щелевых уплотнений и диска разгрузочной пяты, течи в напорном водоводе и подсос воздуха во всасывающий патрубок. После выявления этих неполадок насос ставят

в ремонт. Неполадкой насосов является также их повышенная вибрация, которая может быть вызвана разбалансировкой рабочего колеса, ослаблением крепления к фундаменту, работой с малым расходом воды.

§ 62. Нарушения работы механизмов собственных нужд

На современных тепловых электростанциях используются многочисленные механизмы, обслуживающие как основные, так и вспомогательное оборудование и называемые *механизмами собственных нужд*. Привод механизмов собственных нужд должен обладать повышенной надежностью (первая категория надежности) и поэтому обеспечивается двумя независимыми источниками электроснабжения. Внутри первой категории потребители энергии собственных нужд делятся на ответственные и неответственные. Даже кратковременный останов ответственных механизмов собственных нужд приводит к аварийному отключению или разгрузке основных агрегатов станции. Кратковременный останов неответственных механизмов собственных нужд к немедленному аварийному останову основного оборудования электростанции не приводит, однако их снабжение электроэнергией должно быть быстро восстановлено, так как длительное отключение может привести к прекращению производства электроэнергии.

В турбинном отделении тепловой электростанции ответственными являются маслонасосы турбин и генераторов, циркуляционные и конденсатные насосы, подъемные насосы газоохладителей генераторов и маслонасосы систем смазывания и уплотнения вала генератора, а неответственными — сливные насосы регенеративных перегревателей, дренажные, эжекторные и сетевые насосы, насосы бойлеров и подпитки тепловой сети. Так, если при аварийном останове станции прекратится питание электроэнергией механизмов собственных нужд и не будут работать резервные масляные насосы, это приведет к выплавлению баббитовой заливки вкладышей подшипников турбины и генератора. Поэтому питание этих маслонасосов резервируется аккумуляторными батареями. Прекращение работы конденсатных и циркуляционных насосов приводит к срыву вакуума в конденсаторе турбины и ее аварийному останову.

Большинство механизмов собственных нужд общестанционного назначения относится к группе неответственных. Это — вентиляторы, компрессоры, подъемно-транспортные механизмы, оборудование мастерских, зарядные устройства аккумуляторных батарей, частично электрическое освещение и др. Кроме того, неответственными являются потребители, не работающие при нормальной эксплуатации основного оборудования: резервные возбудители, насосы кислотной промывки и противопожарные.

Электроэнергия подается к механизмам собственных нужд через понижающие трансформаторы или реактированные линии, подключенные либо непосредственно к выводам электрогенератора, либо к его распределительному устройству. Для надежной и устойчивой работы механизмов собственных нужд применяют асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором, которые самозапускаются от общей сети без регулирующих устройств, что важно при восстановлении напряжения после отключения объектов при коротких замыканиях в энергосистеме и сети.

Электростанции имеют независимые от энергосистемы источники энергии, с помощью которых останавливают и расхлаживают без повреждений оборудование. На обычных тепловых электростанциях для этой цели применяют аккумуляторные батареи, а на мощных блочных устанавливают дизель-генераторы мощностью 200—500 кВт, обеспечивающие готовность к пуску остановленного оборудования.

Основными причинами кратковременного прекращения подачи электроэнергии потребителям собственных нужд являются: отключение рабочего трансформатора или линии питания при повреждении на линии электроснабжения собственных нужд; совпадение короткого замыкания с отказом соответствующего выключателя; автоматическое отключение энергоблока при повреждении турбины, генератора, трансформатора блока или собственных нужд; недопустимое снижение напряжения; ошибочное или самопроизвольное отключение основного оборудования электростанции или оборудования собственных нужд.

Контрольные вопросы

- 1 Какие виды аварий и неполадок турбин вы знаете?
- 2 При появлении каких признаков необходимо остановить турбину?
- 3 Каковы действия персонала при отключении генератора от сети?
- 4 Каковы причины повреждений рабочих лопаток, диафрагм и их последствия?
- 4 Каковы причины повреждений рабочих лопаток, диафрагм и их последствия?
- 5 Каковы причины разрушения или прогиба ротора?
- 6 По каким причинам нарушается герметичность корпуса турбины?
- 7 К каким последствиям приводит повышенная вибрация турбины?
- 8 Каковы причины выплавления баббитовой заливки подшипников турбины?
- 9 Что должен делать обслуживающий персонал для предотвращения аварий и неполадок систем маслоснабжения и автоматического регулирования?
- 10 Каковы причины аварий системы парораспределения?
- 11 В чем отличие запланированного сброса нагрузки от аварийного?
- 12 Каковы причины аварий и неполадок конденсаторов и разрушений трубопроводов?
- 13 Какие последствия приводят к аварии вспомогательного оборудования?

**§ 63. Основные положения системы
безопасности труда**

Одной из основных задач при организации эксплуатации любого оборудования является создание здоровых и безопасных условий труда, предотвращающих возникновение профессиональных заболеваний и несчастных случаев. В нашей стране охрана труда обеспечивается Конституцией СССР и Конституциями союзных республик, Основами законодательства Союза ССР и союзных республик о труде, Кодексами законов о труде.

В Кодексе законов о труде РСФСР сказано, что «ни одно предприятие, цех, участок, производство не могут быть приняты и введены в эксплуатацию, если на них не обеспечены здоровые и безопасные условия труда». Постоянный общественный контроль за соблюдением законов о труде, правил и норм его охраны ведут профсоюзы. В стране действуют специальные межотраслевые и отраслевые правила и нормы, разработанные на основании законов о труде.

Минэнерго СССР разрабатывает правила безопасной эксплуатации оборудования и нормы производственной санитарии, инструктивные указания и другие нормативные материалы, которые обязательны для всех его предприятий. При подготовке отраслевых правил техники безопасности обязательно используются нормы, установленные Государственной системой стандартов безопасности труда (ССБТ). Кроме общих положений в ССБТ приведены требования и нормы по видам опасных и вредных производств, требования к производственным процессам и средствам защиты работающих, безопасности зданий и сооружений.

Единая Государственная система стандартов позволяет разрабатывать на основе общесоюзных требований согласованные отраслевые стандарты, в которых учитываются особенности производств данной отрасли. В энергетике, например, таковыми являются «Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей» и «Правила техники безопасности при эксплуатации электроустановок» и др.

Государство осуществляет надзор и контроль за соблюдением законодательства о труде. Кроме профсоюзов эту работу ведут специальные государственные органы и инспекции, которые не подчиняются администрации тех производств, за которыми ведут контроль, и не зависят от них. Не подчинены они и вышестоящим органам, управляющим этими производствами. В энергетике надзор и контроль ведут Госгортехнадзор и Главгосэнергонадзор,

Государственные санитарный и пожарный надзоры СССР и др.

Ответственность за состояние охраны труда на предприятии несут администрация и специальные службы техники безопасности (охраны труда). Специальные службы техники безопасности электрических станций подчиняются их руководителю или главному инженеру и организуют работу по охране труда, анализируют причины производственных травм и профессиональных заболеваний, контролируют выполнение требований и норм, условий труда во всех подразделениях, дают предписания по устранению недостатков и выполняют ряд других работ. Эти службы руководствуются в своей работе типовым положением, утвержденным постановлением Госкомтруда СССР и ВЦСПС 22.04.1982 г. Если в целом по предприятию персональную ответственность за состояние охраны труда несет его руководитель, то в подразделениях она возложена на их руководителей, начальников смен и мастеров.

Соблюдать правила техники безопасности обязан каждый работник. За их нарушение администрация может объявить замечание, выговор, строгий выговор, перевести на нижеоплачиваемую работу на срок до 3 мес, сместить на низшую должность на тот же срок или уволить с работы. Причиненный предприятию материальный ущерб может быть взыскан с виновного.

Администрация предприятия обязана обеспечить эффективное обучение всего персонала правилам техники безопасности, тренировку и проверку знаний. Все мероприятия по охране труда проводятся на основе пятилетних комплексных планов и ежегодных коллективных договоров. На проведение мероприятий по охране труда выделяются специальные средства, источник которых определяется в зависимости от характера работ, необходимых для выполнения этих мероприятий.

Условия работы на электрических станциях требуют особо внимательного отношения к соблюдению правил техники безопасности. В подготовку персонала входит обучение теоретическим основам профессии и приобретение производственных навыков на рабочем месте. Под контролем начальника подразделения или ответственного за эксплуатацию установки работник изучает необходимые правила, инструкции и другие руководящие документы.

Усвоение знаний и приобретение необходимых практических навыков проверяет комиссия. После этого дежурный и оперативно-ремонтный персонал проходит обязательную стажировку в качестве дублеров на рабочих местах. На основании результатов проверки знаний работнику выдается удостоверение, действительное на срок до очередной проверки. При исполнении служебных обязанностей это удостоверение необходимо иметь при себе.

В процессе работы периодически проводятся производственное обучение, тематические лекции, инструктажи.

§ 64. Охрана труда и безопасное обслуживание турбин

Оборудование турбинных цехов электростанций работает в различных условиях: часть его находится под высоким давлением при высокой температуре и испытывает большие механические нагрузки, а часть работает под высоким напряжением. Сложное переплетение магистралей для транспортировки пара, воды, масла, воздуха, водорода и других сред, необходимость переключения потоков этих сред с помощью арматуры создают условия, при которых работа на действующей электростанции считается опасной.

На обслуживающем персонале турбинных цехов лежит ответственность за обеспечение нормальной работы дорогостоящего оборудования, а также ущерб, наносимый при незапланированном прекращении выработки электроэнергии. Это требует высокого нервно-эмоционального напряжения. Снижению напряжения способствуют хорошее знание принципов действия оборудования, правил его эксплуатации и инструкций, организация рабочих мест в соответствии с установленными нормами освещенности, вентиляции и учетом требований эргономики.

Рабочее место машинистов-операторов турбин — вся турбинная установка. В различных местах около нее существуют различные условия — повышенное теплоизлучение, шум, вибрация, влажность, опасность поражения электрическим током, вращающимися частями оборудования, паром и др.

Наибольшее тепловое излучение идет от поверхностей корпуса турбины в зоне перегретого пара и паропроводов. Обычно интенсивность теплового излучения уменьшают теплоизоляцией горячих поверхностей. Температура наружной поверхности теплоизоляции должна быть не более 45°C. Если необходимо, источники теплоты кроме теплоизоляции покрывают теплоотражающими экранами из алюминиевой фольги, листового алюминия, белой жести, окрашивают алюминиевой краской. Наиболее нагретые части корпуса турбины закрывают кожухом из стальных листов. Необходимая температура воздуха в турбинном цехе поддерживается естественной вентиляцией. Обслуживающий персонал обеспечивается белково-витаминным напитком, газированной охлажденной подсоленной водой, чаем в количестве 1,5—3 л на день зимой и 2—4 л летом. Для индивидуальной защиты от теплоизлучения используется специальная одежда и обувь, рукавицы, каски, очки.

В турбинном цехе уровень шума достигает 100 дБ и более. Источниками шума являются турбина, генератор, паропроводы, различные насосы и коллекторы дренажей. Вибрация основного оборудования приводит к появлению вторичных источников шума: вибрируют листовые перекрытия, смотровые площадки, перила и др. Кроме постоянного шума периодически при сраба-

тывании аварийных клапанов возникают шумы высокого уровня, а при посадке стопорных клапанов — удары. Интенсивный шум вредно влияет на здоровье работающих. Кроме того, в шумных помещениях чаще происходят травмы.

Уровни шума на рабочих местах регламентируются ГОСТ 12.1.003—83 и зависят от частоты звука, который излучает источник шума. Для защиты от шума в местах наиболее длительного пребывания машинистов-обходчиков турбин устанавливают звукоизолированные кабины, снабжают персонал средствами индивидуальной защиты — наушниками, вкладышами, шлемами. Средства индивидуальной защиты обязательно выдаются при уровне шума более 85 дБ. В местах, где уровень шума составляет более 135 дБ, запрещается даже кратковременное пребывание работающих.

Вибрация оборудования также оказывает неблагоприятное воздействие на организм человека. Общая вибрация передается телу человека через ноги, а местная — при прикосновении к ее источнику руками или частью тела. Уровни допустимой вибрации (в децибелах) регламентируются тем же ГОСТом, что и уровни шума. Для защиты от общей вибрации на нижнюю поверхность металлических листов перекрытий приклеивают специальные демпфирующие материалы (резиновые полосы, коврики), обслуживающий персонал обеспечивается специальной обувью с виброгасящими подошвами.

Рабочие помещения должны освещаться как естественным, так и искусственным светом. Источники освещения надо размещать так, чтобы создавалось достаточное общее освещение и повышенная освещенность рабочих мест (местное освещение). Применять на производстве только местное освещение не разрешается. Следует иметь в виду, что при люминесцентном освещении может возникнуть стробоскопический эффект, при котором вращающиеся части оборудования кажутся неподвижными.

В зависимости от условий работы в помещениях применяют различные типы свегильников: открытые, защищенные, закрытые, пыле- и влагонепроницаемые, взрывоопасные. Нормы освещенности для разных помещений и мест различны, а уровень освещенности зависит от характера работ, которые нужно проводить. Кроме постоянного рабочего освещения на электростанциях предусматривается аварийное освещение, используемое при выходе из строя рабочего. Осветительные устройства регулярно очищают от пыли, ремонтируют и заменяют перегоревшие лампы.

В необходимых случаях используют переносные лампы заводского изготовления, которые получают питание от переносных трансформаторов напряжением не более 42 или 36 В, а в особо опасных условиях — не более 12 В. Переносные лампы должны быть защищены сетками и снабжены устройствами для подвес-

ки, иметь шланговый провод и специальную вилку, которую нельзя вставить в розетку более высокого напряжения.

При обслуживании турбины необходимо обращать внимание на возможность воспламенения масла. Маслопроводы высокого давления заключают в специальные стальные короба со сливом. Маслопроводы без коробов отделяют от горячих поверхностей экранами; фланцы и тройники заключают в специальные кожухи со сливом. Во избежание пожара производить какие-либо работы, связанные с заменой и ремонтом арматуры на маслопроводах или разборкой деталей системы регулирования при работающей турбине или работающем маслоснасосе, запрещается.

В помещениях электростанции должна поддерживаться чистота. Использованный и чистый обтирочный материал должен храниться отдельно в специальных ящиках. Вода или масло, пролитые на пол или перекрытие, должны быть немедленно убраны, так как на них можно поскользнуться и получить тяжелую травму при падении.

При обслуживании турбинной установки персоналу приходится перемещаться по лестницам с одного уровня на другой на расстоянии до нескольких метров. Чтобы избежать падения с высоты, края полов и перекрытий, лестничные марши должны иметь прочные ограждения, поручни.

Персонал электростанции должен быть обучен правилам поведения при возникновении пожара, четко знать свои обязанности, уметь обращаться со средствами тушения пожаров и владеть способами огнетушения.

В помещениях, где расположена турбинная установка, имеются места повышенной опасности, в которых следует находиться возможно более короткое время. Например, не следует долго находиться около ЦНД в плоскостях вращения ступеней турбины с длинными лопатками, так как корпус ЦНД имеет небольшую толщину и лопатка при обрыве его пробивает, вылетая с большой скоростью наружу. Опасно также находиться длительное время вблизи фланцев паропроводов, по которым течет пар, имеющий высокое давление и температуру: в случае возникновения течи через фланец струя пара может сильно обжечь.

В распоряжении обслуживающего персонала каждого цеха имеются инструкции и технологические схемы, перечень которых утверждается главным инженером электростанции.

Основное и вспомогательное оборудования электростанций, тепловых и электрических сетей, в том числе трубопроводы, арматура, заслонки газо- и воздухопроводов, нумеруются. Основные схемы оборудования вывешивают на видном месте в помещении, где оно находится. Необходимыми инструкциями снабжают все рабочие места.

В инструкциях по эксплуатации оборудования в числе прочих сведений обязательно дается краткая характеристика данной установки, порядок подготовки ее к пуску, пуска, останова

и обслуживания при нормальной работе и в аварийных режимах, допуска к осмотру, ремонту и испытаниям, а также требования по охране труда и технике безопасности. При изменении условий эксплуатации или состояния оборудования в инструкции вносятся необходимые дополнения, которые доводятся до сведения персонала, обязанного знать эту инструкцию. Пересматриваются инструкции один раз в три года. Четкое и неуклонное выполнение инструкций позволяет обеспечивать надежную и экономичную работу оборудования электростанций.

Основные обязанности работников электростанций приводятся в Правилах технической эксплуатации станций и сетей. Соблюдение этих правил способствует: бесперебойному энерго- и теплоснабжению потребителей; выполнению диспетчерских графиков электрической и тепловой нагрузок; максимальной экономичности работы оборудования; защите окружающей среды.

Каждый работник электростанции должен всемерно укреплять и соблюдать государственную трудовую и технологическую дисциплину, выполнять Правила технической эксплуатации станций и сетей, Правила охраны труда и техники безопасности, инструкции и другие указания, касающиеся его деятельности, а также правила внутреннего распорядка.

Состав, функции и взаимоотношения производственных служб, цехов и других подразделений электростанций определяются в соответствии с типовыми организационными структурами. Внутри подразделений обязанности распределяются между мастерами и другим персоналом. Оборудование, здания, сооружения и коммуникации электростанций распределяются между их производственными цехами, службами, участками и лабораториями.

Должностными инструкциями устанавливается круг обязанностей каждого работника, его служебные отношения с вышестоящим и подчиненным персоналом, указываются права, обязанности и ответственность данного работника. На каждом рабочем месте имеются перечни инструкций по обслуживанию оборудования, его схем и другие материалы, которые обязан знать работник, занимающий данную должность.

Для регистрации режимов работы оборудования обслуживающий персонал цехов электростанций обязан вести по установленным формам суточные ведомости. Постоянное соблюдение правил охраны труда как администрацией, так и персоналом, обслуживающим оборудование, сводит к минимуму возможность травм и вредных воздействий.

§ 65. Безопасное обслуживание турбин при авариях и неполадках

Как уже отмечалось, обслуживание турбины при ее нормальной работе выполняется в спокойном темпе и имеет четкую ритмич-

ность: периодические обходы и осмотры оборудования; контроль и запись показаний приборов; проведение необходимых операций для обеспечения заранее заданного диспетчерского графика нагрузки.

Монотонность ежедневной работы может притупить бдительность персонала. Следует помнить, что персонал должен быть постоянно готов к резкому изменению темпа и ритма работы.

Аварии и неполадки не могут быть запланированы, они возникают неожиданно, а тяжесть их последствий непосредственно зависит от быстроты и правильности действий обслуживающего персонала.

Действия, проводимые при возникновении аварийных ситуаций, должны строго соответствовать предписанному порядку. Огромное значение имеют противоаварийные тренировки, во время которых отрабатываются практические навыки работы с оборудованием в аварийных ситуациях.

При обнаружении неполадок в работе оборудования прежде всего необходимо немедленно восстановить в памяти порядок действия с соблюдением правил техники безопасности, пожарной безопасности, технической эксплуатации оборудования, инструкции по эксплуатации и должностной инструкции. Дальнейшие действия проводятся по намеченному плану быстро, решительно, без спешки и суеты.

Категорически запрещается нарушать в любых ситуациях Правила технической эксплуатации. Персональную ответственность за каждое нарушение, происшедшее по вине работников, непосредственно обслуживающих и ремонтирующих оборудование, здания и сооружения электростанций и сетей, в первую очередь несут эти работники.

Последствия аварий могут быть весьма тяжелыми как для обслуживающего персонала, так и для оборудования — вплоть до гибели людей и полного разрушения станции.

Признаки возникновения неполадок и аварийных ситуаций, встречающихся на практике, подробно описаны в Правилах технической эксплуатации, там же указаны действия, которые должен предпринимать обслуживающий персонал. Противоаварийная учеба персонала позволяет довести эти действия до полного автоматизма, однако, они не могут выполняться бессознательно. Выбрать правильный порядок действий можно только в результате сопоставления большого количества исходной информации: внешних признаков проявления аварий и неполадок, показаний приборов, особенностей режима работы оборудования в момент, предшествовавший возникновению аварийной ситуации и др.

Если обслуживающий персонал в совершенстве знает оборудование, его конструкцию, принципы действия, причины возникновения аварий и неполадок, предпринимаемые им действия будут правильными и позволят ликвидировать аварию или непо-

ладки без опасности для здоровья персонала и с наименьшим ущербом для оборудования.

Чтобы избежать неоправданных остановов оборудования, обслуживающий персонал должен особое внимание уделить изучению неполадок, не требующих немедленного останова оборудования.

Кроме аварий и неполадок, описанных в инструкциях, могут возникать не предусмотренные ими ситуации. В этом случае обслуживающий персонал, не имея заранее предписанного порядка действий, вынужден самостоятельно принимать решение. В таких ситуациях особенно велика роль профессиональной подготовленности персонала, умение быстро принимать решение и действовать оперативно.

Действия персонала при авариях и неполадках обусловлены не только уровнем профессиональных знаний, но и личной смелостью, высоко развитым чувством долга, верностью принципам коммунистической морали.

Контрольные вопросы

1. Каково назначение правил и норм охраны труда?
2. Каковы обязанности и права обслуживающего персонала в обеспечении безаварийной эксплуатации оборудования?
3. Какие средства защиты от вибрации и тепловылучения применяют на тепловых электростанциях?
4. Какова периодичность пересмотра инструкций по эксплуатации оборудования ТЭС?

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Бордюков А. П., Гинзбург-Шик Л. Д. **Тепломеханическое оборудование тепловых электростанций.** М., 1978.
2. Кириллов И. И., Иванов В. А., Кириллов А. И. **Паровые турбины и паротурбинные установки.** Л., 1978.
3. **Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт:** Создание, освоение/Под ред. В. Е. Дорошука и В. Б. Рубина. М., 1979.
4. Охотин В. С. и др. **Основы теплотехники.** М., 1984.
5. **Паровые и газовые турбины/Под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова.** М., 1985.
6. **Пособие для изучения Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей.** М., 1980.
7. Рыжкин В. Я. **Тепловые электрические станции.** М., 1976.
8. Соколов В. С., Деев Л. В. **Устройство и обслуживание энергетического блока.** М., 1985.
9. Трухний А. Д., Лосев С. М. **Стационарные паровые турбины.** М., 1981.
10. Щегляев А. В. **Паровые турбины.** М., 1976.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава первая. Термодинамические основы работы паротурбинных установок	5
Глава вторая. Основы газодинамики сжимаемой жидкости	20
Глава третья. Ступень турбины	33
Глава четвертая. Многоступенчатые турбины	59
Глава пятая. Переменные режимы паровых турбин	70
Глава шестая. Турбины для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии	87
Глава седьмая. Конструкции паровых турбин	100
Глава восьмая. Конденсационные устройства	123
Глава девятая. Системы маслоснабжения, регулирования и защиты турбин	130
Глава десятая. Трубопроводы паротурбинной установки	140
Глава одиннадцатая. Эксплуатация турбинной установки . . .	148
Глава двенадцатая. Аварии и неполадки паровых турбин . . .	179
Глава тринадцатая. Условия безопасной эксплуатации паровых турбин	200
Рекомендуемая литература	207

Учебное издание

**Александр Иванович Занин,
Виталий Сергеевич Соколов**

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Зав редакцией С. В. Никитина
Редактор А. С. Долгова
Мл. редакторы М. Б. Кочерова, Л. Е. Чеканская
Художник С. Ю. Вериченко
Художественный редактор В. Г. Пасичник
Технический редактор Л. А. Муравьева
Корректор Г. А. Четкина

ИБ № 6922

Изд. № ЭГ-177. Сдано в набор 23.10.87. Подп. в печать 07.12.87.
Формат 60×90^{1/16}. Бум. тип № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая.
Объем 13 0 усл. печ. л. 13 25 усл. кр.-отт. 13,23 уч. изд. л.
Тираж 13 500 экз. Зак. № 1660 Цена 30 коп

Издательство «Высшая школа», 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 29/14.

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли,
101898, Москва, Центр, Хохловский пер., 7